

Universidad Carlos III de Madrid
Escuela Politécnica Superior
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Ingeniería Técnica Industrial en Mecánica
Proyecto Fin de Carrera

**Estudio mediante simulación
numérica de chimeneas solares para
ventilación, refrigeración y calefacción**

Leganés
Febrero de 2008

Autor
Alberto Sánchez González
Tutor
Domingo Santana Santana

A mis padres, Juan y Margarita,
y mi hermana, Azucena.

Resumen

Se explica el funcionamiento de las chimeneas solares, así como los modos de transferencia de calor presentes. En base a datos experimentales se crea un modelo computacional válido para predecir el funcionamiento de las chimeneas solares. Empleando datos solares de Madrid, se analiza el desempeño de las chimeneas solares para ventilación, refrigeración y calefacción. De cara al dimensionado, se analiza la influencia de distintos parámetros geométricos: altura, ancho del canal y tamaño de las aberturas.

Índice

Resumen	1
Capítulo 1	
Introducción	6
<i>La chimenea solar</i>	7
<i>Sistemas solares pasivos</i>	11
En condiciones de verano	11
En condiciones de invierno	12
Capítulo 2	
Transferencia de calor	15
<i>Modelo físico</i>	16
Balance de energía	17
<i>Radiación térmica</i>	19
Radiación solar	19
Efecto invernadero	19
Radiación entre la placa absorbadora y el vidrio	20
<i>Convección natural</i>	21
Ecuaciones de conservación	22
Flujo turbulento	25
Correlación empírica para placa vertical	27
Capítulo 3	
Validación del modelo computacional	28
<i>Estudio experimental</i>	29
Modelo experimental	29
Datos experimentales	31
<i>Modelo computacional</i>	34
Malla computacional	34
Modelo laminar	35
Preproceso	36
Postproceso	37
Modelo turbulento	40
Flujo turbulento	40
Modelos de turbulencia en Fluent	40
Modelo Spalart-Allmaras	41
Modelo Realizable κ - ϵ	43
Modelo Standard κ - ω	43
Postproceso	43
Modelo turbulento con radiación	46
Emisividades	46
Preproceso	47
Postproceso	47
<i>Verificación del modelo con otros flujos de calor y otras geometrías</i>	53
Caso A: $d = 20$ centímetros, $q'' = 600 \text{ W/m}^2$	53
Caso B: $d = 40$ centímetros, $q'' = 400 \text{ W/m}^2$	55
Turbulencia	56
Postproceso	57

Caso C: $d = 30$ centímetros, $q'' = 400 \text{ W/m}^2$	58
Turbulencia	59
Postproceso	60
Capítulo 4	
Energía solar	62
<i>Nociones</i>	63
<i>Datos solares de Madrid</i>	67
Capítulo 5	
Aplicación general: ventilación	70
<i>La ventilación</i>	71
Ventilación de espacios ocupados por personas	72
<i>La chimenea solar para ventilación</i>	74
<i>Simulaciones numéricas</i>	77
Mallado	77
Preproceso	77
Postproceso	78
Flujo másico de aire	81
<i>Dimensionado</i>	85
Ejemplo 1: Cocina	85
Ejemplo 2: Gimnasio	85
Ejemplo 3: Aparcamiento subterráneo	86
Capítulo 6	
Aplicación en condiciones de verano: refrigeración	87
<i>La chimenea solar para refrigeración</i>	88
<i>Simulaciones numéricas</i>	91
Mallado	91
Preproceso	92
Postproceso	93
Líneas de corriente y campo de velocidades	94
Capítulo 7	
Aplicación en condiciones de invierno: calefacción	101
<i>La chimenea solar para calefacción</i>	102
<i>Simulaciones numéricas</i>	104
Mallado	104
Preproceso	104
Postproceso	106
Flujo de calor	108
<i>Ejemplo de dimensionado</i>	111
Capítulo 8	
Conclusiones	112
Bibliografía	114

Capítulo 1

Introducción

“La energía solar no es una energía alternativa: es la energía”

Hermann Scheer

Este capítulo sirve de introducción a la chimenea solar, explicando su funcionamiento y aplicaciones. Posteriormente se hace un breve repaso por los sistemas solares pasivos para refrigeración y calefacción.

La chimenea solar

La chimenea solar es un sistema solar pasivo empleado para el acondicionamiento ambiental de recintos, principalmente viviendas o espacios habitables. Según algunas fuentes, su utilización data de la época de los romanos y también ha sido utilizada en Oriente Medio para ventilar los edificios.



Figura 1. 1: Chimenea solar en una escuela sueca

Su funcionamiento es el siguiente. El sol incide sobre la superficie acristalada orientada al sur. La radiación solar transmitida a través del vidrio llega hasta una placa metálica pintada de negro o algún color oscuro. La placa, que aquí llamaremos placa absorbedora, se calienta y, a su vez, calienta por convección el aire situado entre la superficie acristalada y la placa absorbedora. El aire calentado disminuye su densidad y se eleva verticalmente, generándose un flujo de aire ascendente movido por convección natural.

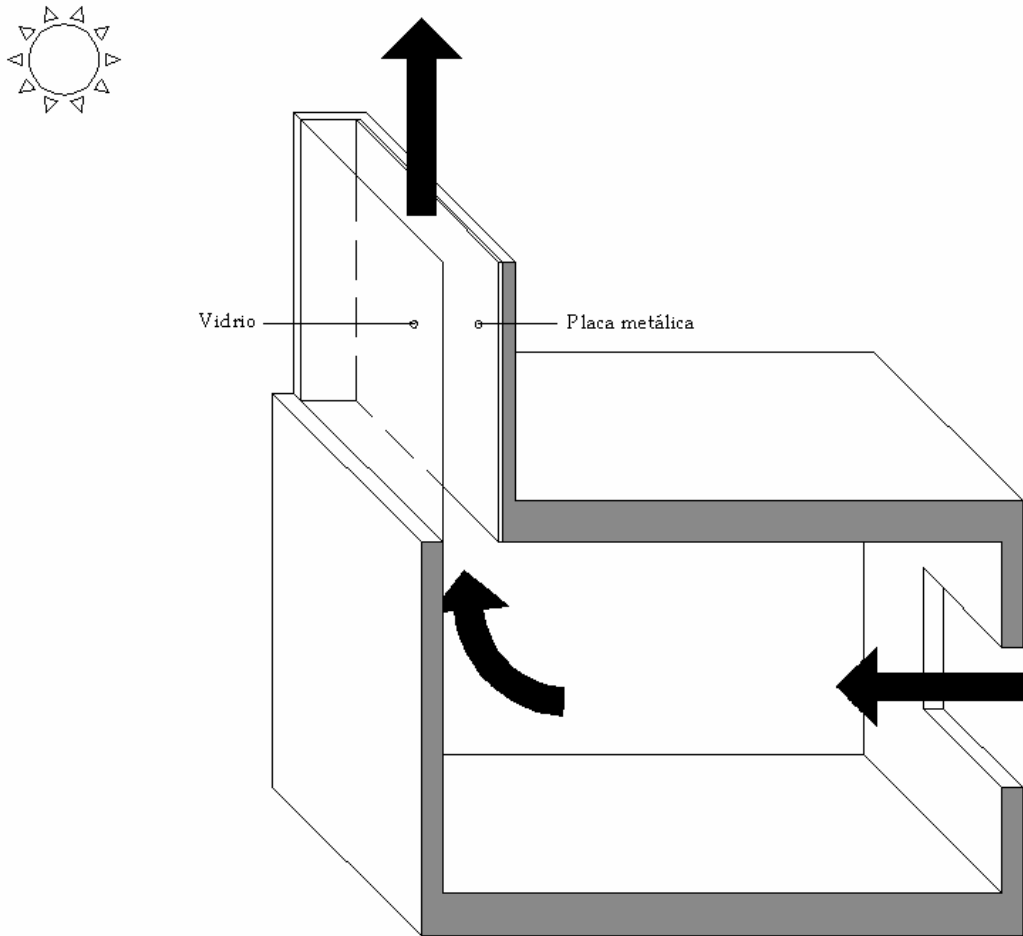


Figura 1. 2: Chimenea solar situada por encima del techo

Las aplicaciones de la chimenea solar en edificación son básicamente tres: ventilación, refrigeración y calefacción. Estas aplicaciones son las que se van a estudiar en el presente proyecto, utilizando para ello la simulación numérica con un programa informático.

En España la mayoría de las viviendas tienen algún sistema de calefacción. La fuente de energía primaria que utilizan es fundamentalmente de origen fósil. El empleo de la chimenea solar para este menester supone un modo de romper con la alta dependencia de los combustibles fósiles que se da en las sociedades económicamente avanzadas. Además, el empleo de la energía solar no produce emisiones de CO₂ que favorezcan el efecto invernadero.

Volviendo a la chimenea solar en sí, su colocación no tiene que ser necesariamente por encima del techo, también puede estarlo de forma integrada en la fachada sur. Si se dispone como elemento de fachada, las compuertas deben abrirse en función de la época del año y, por tanto, del empleo que va a hacerse de la chimenea. En la figura 1.3 se ilustra la disposición para los modos de ventilación y enfriamiento. Y en la 1.4, para el modo de calefacción.

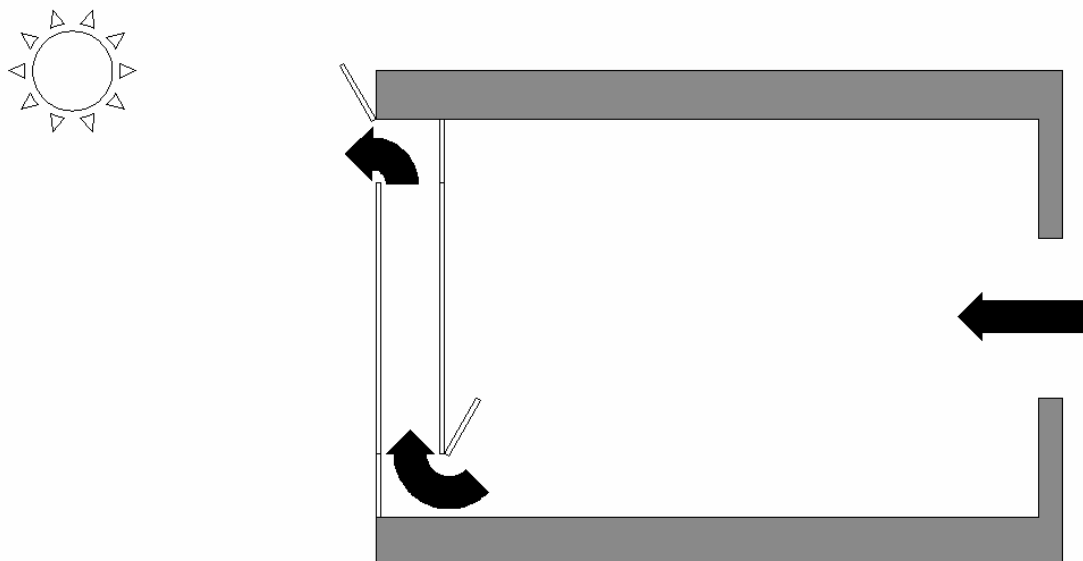


Figura 1. 3: Habitación con chimenea solar en modo ventilación y refrigeración

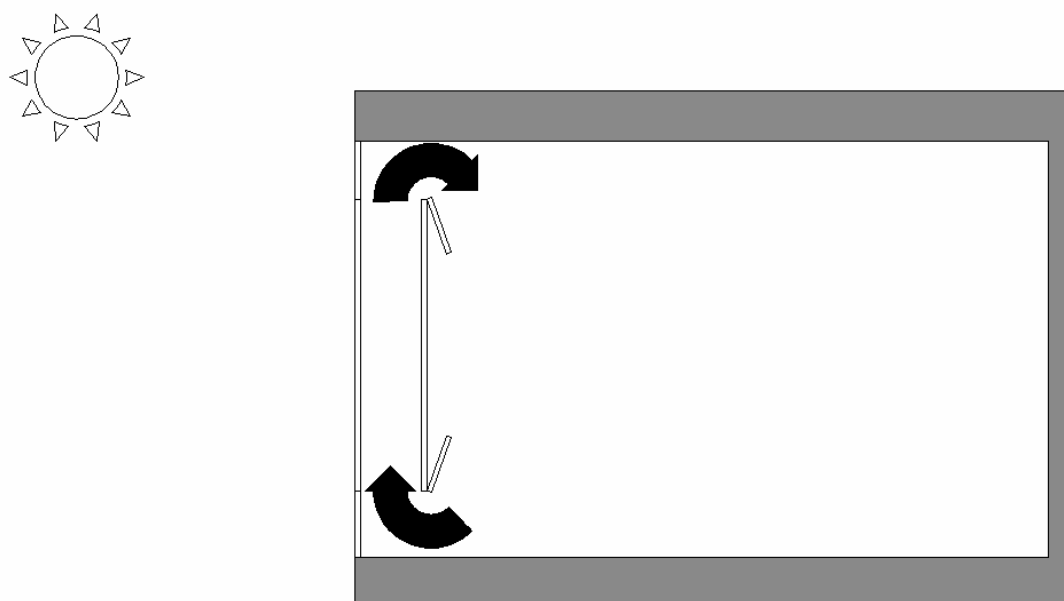


Figura 1. 4: Habitación con chimenea solar en modo calefacción

En los períodos en los que no se quiera que funcione la chimenea, se pueden abrir las dos compuertas del vidrio como se indica en la figura 1.5. En este caso la placa debe estar aislada en su cara posterior para evitar la transferencia de calor hacia el interior. Otra opción es cerrar todas las aberturas y tapar la superficie acristalada con algún tipo de lona o cortina exterior.

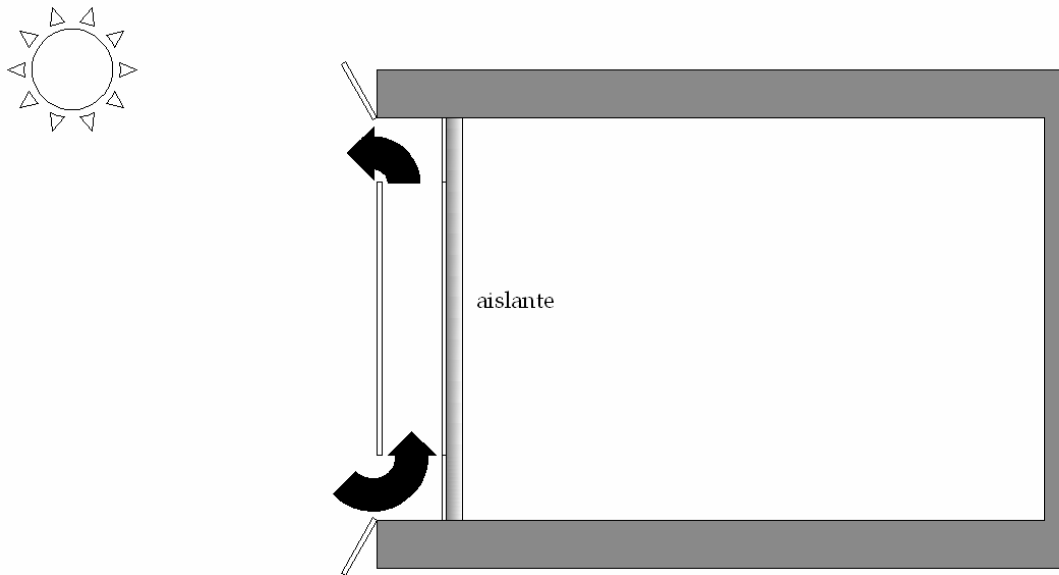


Figura 1. 5: Habitación con chimenea solar en modo no funcionamiento

Conviene no confundir la chimenea solar con la torre solar, aunque en ambos exista una corriente de aire inducida por convección natural. El fin último de la torre solar es generar energía eléctrica a través de unas turbinas situadas en la base de una alta torre. Alrededor de la torre se sitúa una gran extensión de invernaderos cuya función es elevar la temperatura del aire.

En España se construyó una torre solar en el año 1982. Ésta tenía 195 metros de altura y 10 metros de diámetro. En 1989 fue derribada por una fuerte tormenta.



Figura 1. 6: Torre solar de Manzanares, Ciudad Real

Sistemas solares pasivos

Además de la chimenea solar existen otros tipos de sistemas solares pasivos. En esta sección se hace un repaso por algunos de ellos.

En condiciones de verano

En verano la prioridad es protegerse de la acción del sol para evitar el sobrecalentamiento en los espacios interiores. Las protecciones solares pueden considerarse sistemas solares pasivos. Estas protecciones pueden ser: aleros, toldos, pantallas, lamas... Estos elementos se sitúan de modo que la radiación solar no se introduzca en el interior de los edificios a través de huecos y acristalamientos.

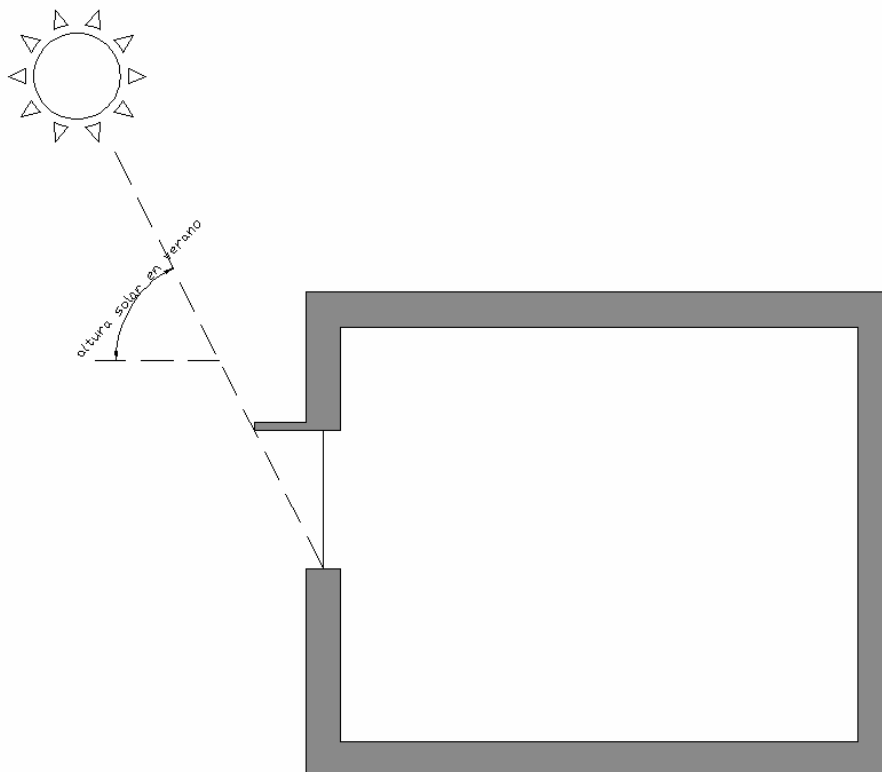


Figura 1. 7: Alero sobre ventana

Los aleros se deben dimensionar de modo que impidan la entrada de radiación solar en verano, cuando la altura solar es mayor, y permitan su entrada en invierno, cuando la altura solar es menor. Como se verá en el capítulo 4 la altura solar máxima en Madrid se da en junio y es de 73°.

Otro sistema de solar pasivo adecuado para el verano es la reirradiación nocturna. Este sistema consiste en colocar sobre la cubierta del edificio un material con gran masa térmica, por ejemplo

agua. Este agua estará contenida en grandes bolsas de plástico negras. Durante el día se protegen con un buen material aislante estas bolsas de la acción solar, de modo que el agua es calentada sólo por el calor generado en el interior de las habitaciones. Durante la noche el material aislante se quita, favoreciendo la radiación desde las bolsas negras de agua hacia el cielo nocturno, de ahí el nombre de reirradiación nocturna.

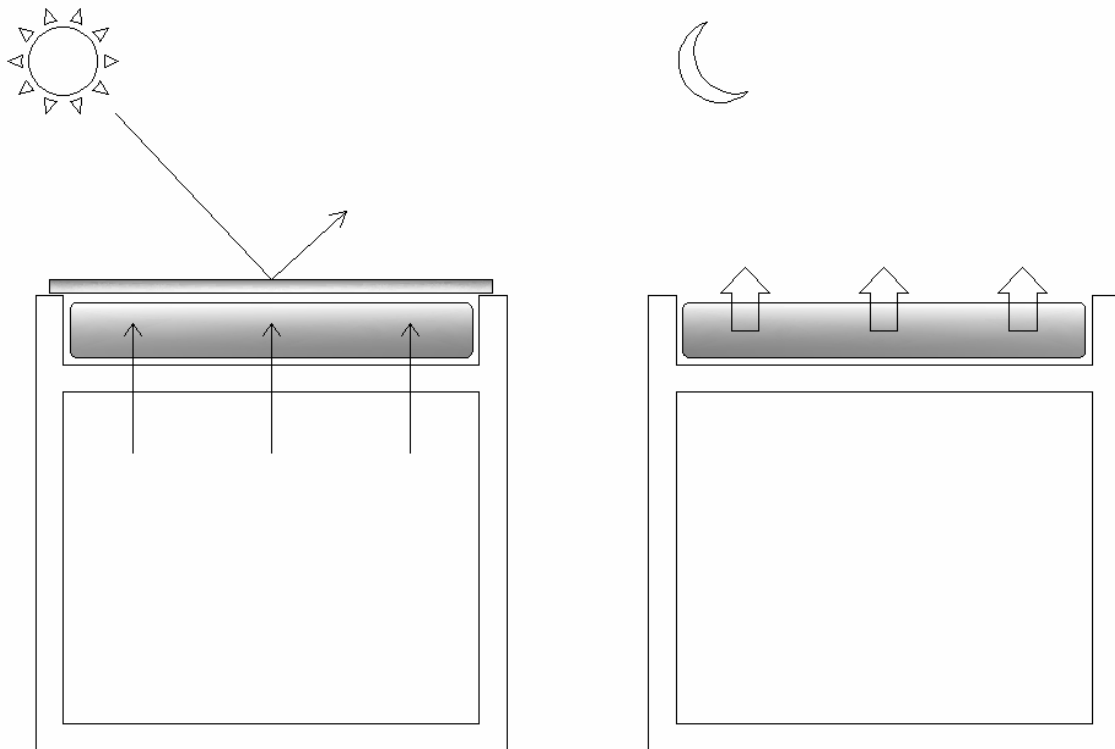


Figura 1. 8: Sistema de reirradiación nocturna

En condiciones de invierno

En invierno es más sencillo emplear la energía del sol para acondicionar los espacios, pues el objetivo es calefactar.

El invernadero adosado consiste en acristalar un espacio del edificio que esté orientado al sur. La radiación solar que atraviesa el acristalamiento incide sobre el suelo y una pared con dos orificios, uno en la parte inferior y otro en la superior. El suelo y la pared son calentados por la acción solar de tal forma que transfieren energía por convección al aire frío que entra en el invernadero por la abertura inferior. El aire calentado asciende y abandona el invernadero para calentar el espacio colindante. De esta forma se establece un lazo convectivo entre la habitación y el invernadero adosado.

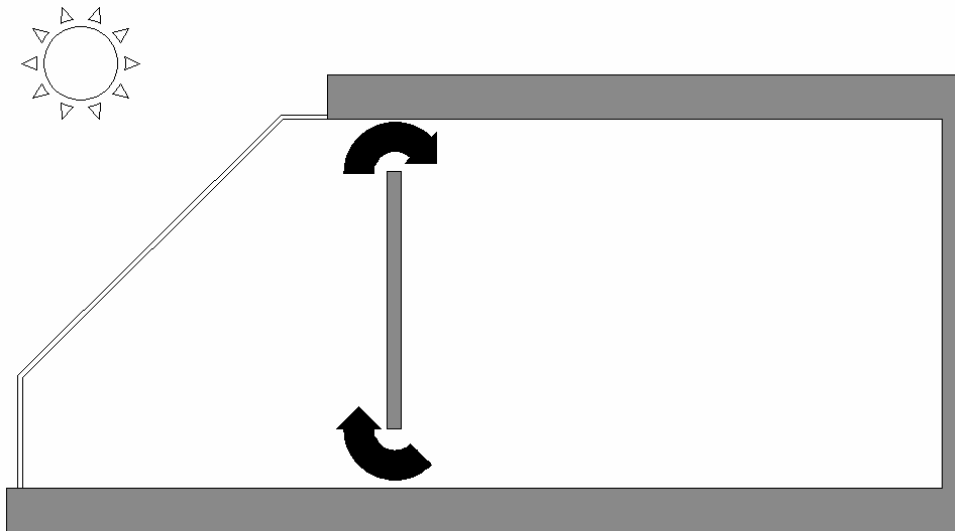


Figura 1. 9: Invernadero adosado

Otro sistema solar pasivo es el muro trombe. En esencia es lo mismo que una chimenea solar, pero a diferencia de ella, en lugar de una fina placa, se tiene un grueso muro de hormigón o piedra pintado de negro. Esto le proporciona una gran inercia térmica, lo cual sirve para acumular el calor debido a la radiación solar incidente.

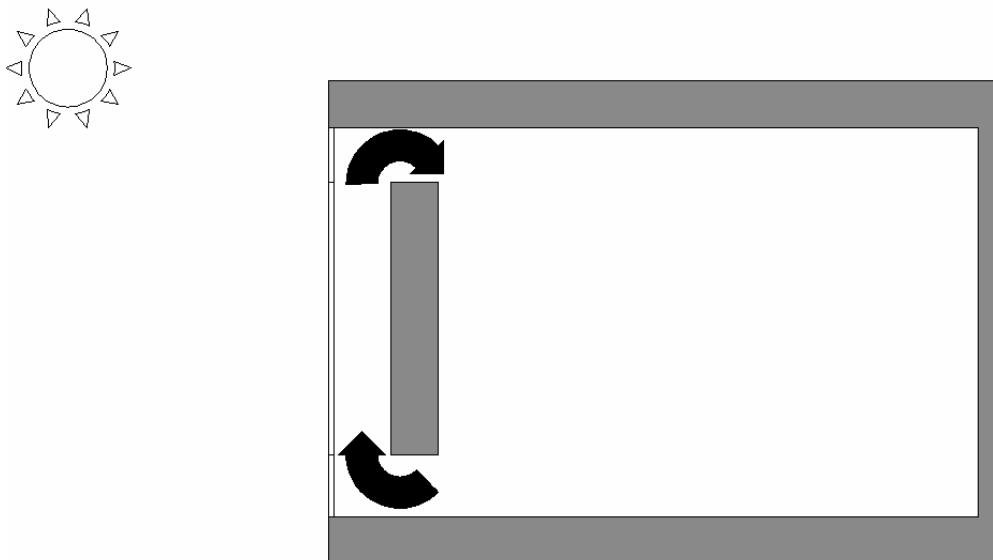


Figura 1. 10: Muro trombe

Esta característica del muro trombe lo convierte en un sistema de captación retardada lo cual le permite ejercer su función aun cuando no haya radiación solar.

Un último sistema solar pasivo de captación retardada es el de acumulación por agua. El porqué de emplear agua radica en que el agua es el material con mayor masa térmica,

entendiendo por masa térmica el producto del calor específico y la densidad. La masa térmica del agua es de $1000 \text{ kcal/m}^3\cdot\text{K}$, mientras que la del granito es $529 \text{ kcal/m}^3\cdot\text{K}$ y la del hormigón $350 \text{ kcal/m}^3\cdot\text{K}$. Además, al estar en estado líquido la transferencia de calor se realiza por convección que es más rápida que la conducción en sólidos.

Los sistemas de acumulación por agua se pueden disponer tanto en horizontal como en vertical, como si de un muro se tratase. Para ello el agua debe contenerse en un recipiente, preferiblemente, de plástico y negro.

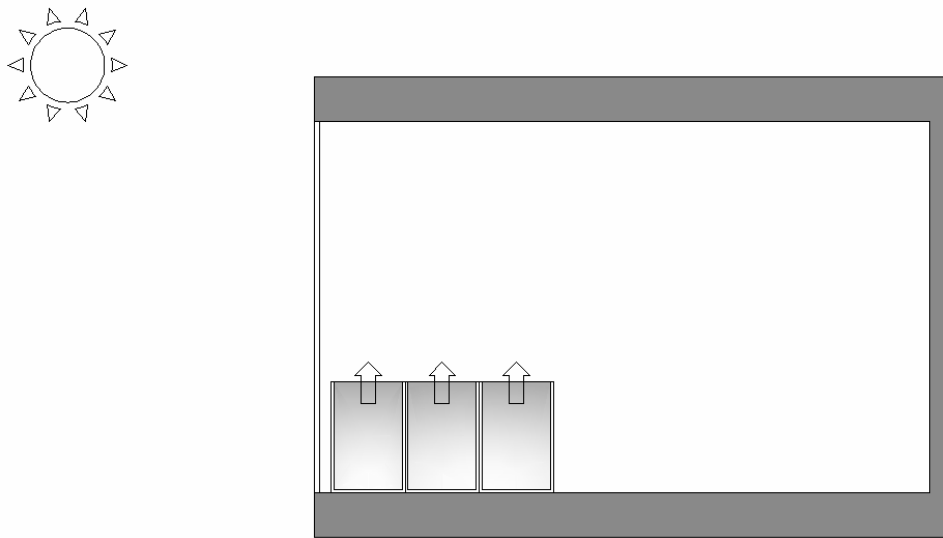


Figura 1. 11: Sistema de acumulación por agua en horizontal

Capítulo 2

Transferencia de calor

En este capítulo se crea un modelo físico capaz de describir los intercambios térmicos en una chimenea solar. Se habla de los intercambios por radiación térmica presentes en la chimenea: radiación solar y radiación entre superficies planas. Se exponen las ecuaciones, en forma diferencial, que gobiernan la convección natural. Por último se hace mención a la turbulencia presente en la convección natural.

En una chimenea solar tienen lugar los tres modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Sin embargo, los modos principales son los de convección y radiación, puesto que la conducción sólo se presenta en el vidrio y en la placa absorbedora. La importancia de la conducción es tan pequeña que se desprecia en este estudio.

Modelo físico

Para estudiar los intercambios térmicos vamos a crear un modelo físico que se ajuste lo más posible a la realidad. La figura 2.1 muestra este modelo.

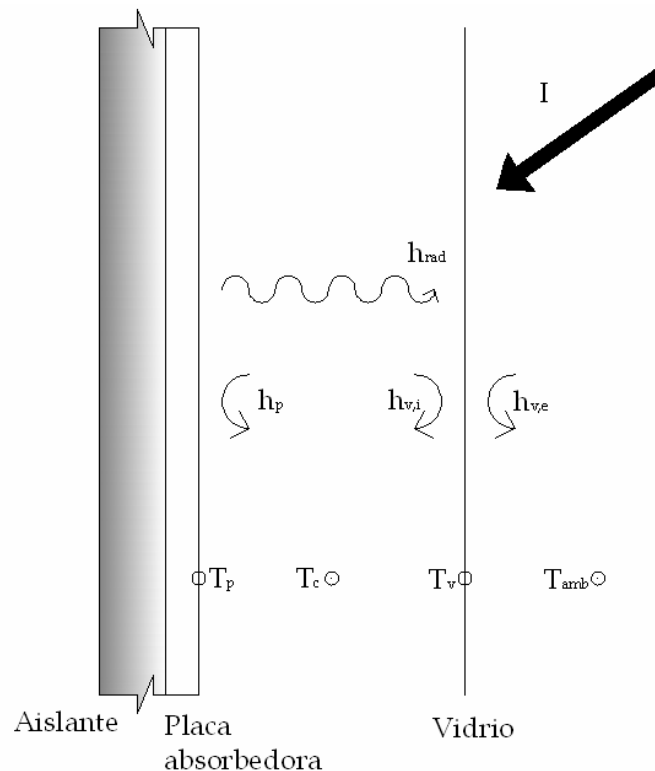


Figura 2. 1: Modelo físico

La radiación solar, representada por su intensidad (I), es la fuente de energía en la chimenea solar. Puesto que se desprecia la conducción en el vidrio, éste tiene espesor nulo y se encuentra a una temperatura T_v . La superficie de la placa absorbedora se encuentra a T_p . En realidad, las temperaturas de la placa y del vidrio no son constantes sino que van variando con la altura, como se verá en el siguiente capítulo. Tampoco es constante la temperatura del aire en el canal, T_c , que varía no sólo con la altura sino que también lo hace en horizontal. Por último la temperatura del aire exterior es T_{amb} .

Los coeficientes de transferencia de calor son:

- h_p : coeficiente convectivo de la placa

- $h_{v,i}$: coeficiente convectivo de la superficie interior del vidrio
- $h_{v,e}$: coeficiente convectivo de la superficie exterior del vidrio
- h_{rad} : coeficiente de radiación entre la placa absorbidora y el vidrio. De acuerdo con Duffie [2], se calcula como:

$$h_{rad} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_v^2)(T_p + T_v)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \quad (2.1)$$

donde:

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$, es la constante de Stefan-Boltzmann, y

ϵ_p y ϵ_v son las emisividades de la placa y del vidrio.

Una vez realizado el modelo físico podemos realizar un esquema de la red de resistencias térmicas, como se ilustra en la figura 2.2.

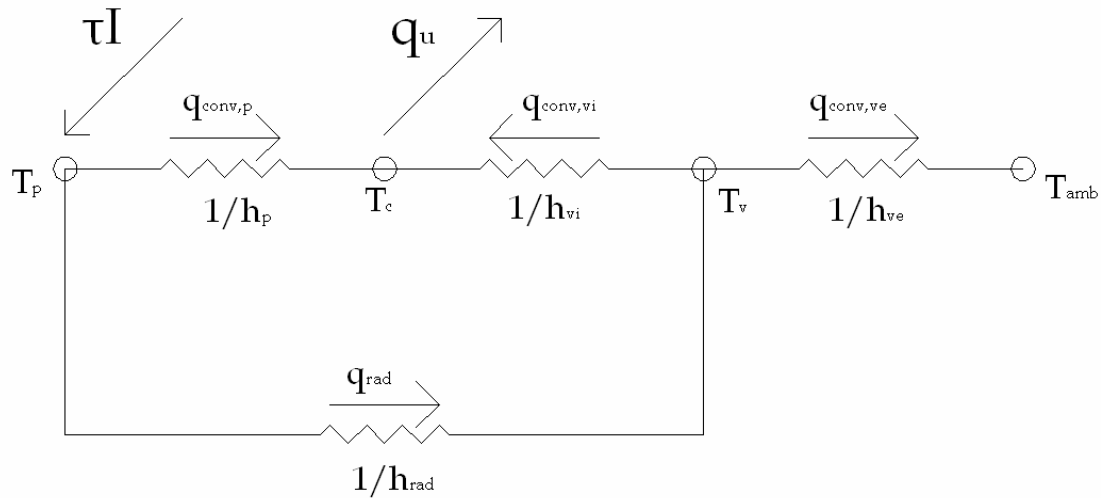


Figura 2. 2: Red de resistencias térmicas

En la red, q''_u es el calor útil que se transfiere al aire que circula por el canal. La transmisividad del vidrio es τ . Se desprecia la absortividad del vidrio.

Balance de energía

A partir de la red térmica se va a realizar un balance de energía. Los volúmenes de control que se van a tomar son la superficie de la placa absorbidora, el vidrio y el canal.

- Placa absorbedora:

$$h_p(T_p - T_c) + h_{rad}(T_p - T_v) = \tau I \quad (2.2)$$

- Vidrio:

$$h_{v,i}(T_v - T_c) + h_{v,e}(T_v - T_{amb}) = h_{rad}(T_p - T_v) \quad (2.3)$$

- Canal:

$$h_p(T_p - T_c) + h_{v,i}(T_v - T_c) = q''_u \quad (2.4)$$

En el canal también se debe cumplir que:

$$q_u = \dot{m} \cdot c_p (T_o - T_i) \quad (2.5)$$

donde, T_o es la temperatura del aire a la salida del canal y T_i , a la entrada.

Radiación térmica

La radiación solar es el *motor* que hace funcionar una chimenea solar. Dadas las características de la chimenea solar, se puede decir que se tienen dos formas de radiación térmica: por un lado, la solar y por el otro, la que existe entre la superficie de la placa absorbedora y la superficie interior del vidrio. También se podría hablar de la radiación entre la superficie exterior del vidrio y el cielo, aunque este punto no se va a tocar aquí.

Radiación solar

En el espectro de radiación electromagnética, la radiación solar va desde 0.3 a 3 micras de longitud de onda. Como se puede ver en la siguiente figura, abarca no sólo la luz visible desde el violeta al rojo (violeta, azul, verde, amarillo, rojo), sino que también una pequeña parte de ultravioletas (UV) y los infrarrojos (IR) de baja longitud de onda.

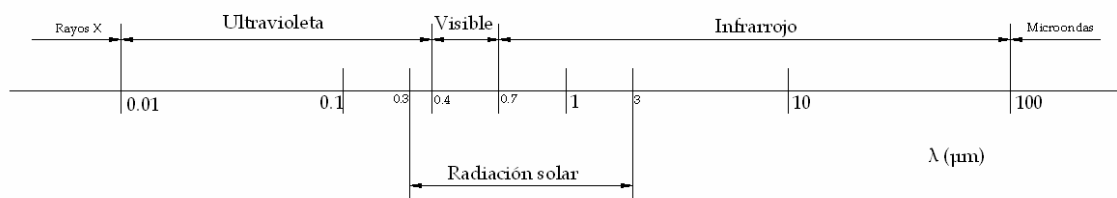


Figura 2. 3: Espectro de radiación electromagnética

Efecto invernadero

El vidrio es un medio transparente para el espectro de radiación solar. Sin embargo, tiene una transmisividad, τ , muy pequeña, o nula, para el resto de longitudes de onda. Se puede decir que el vidrio se comporta como un material opaco para radiaciones distintas a la solar.

En una chimenea solar, la radiación solar traspasa perfectamente la cubierta de vidrio. Su transmisividad, aunque depende de cada tipo concreto de vidrio y de la inclinación de los rayos solares, se encuentra en torno al 80 – 90%. Después de traspasar esta cubierta, los rayos inciden sobre la placa absorbedora. Parte de esta radiación es absorbida por la placa, mientras que el resto es reflejado.

Los rayos reflejados lo hacen con una longitud de onda mayor a la de los rayos incidentes. Como resultado la radiación reflejada es incapaz de atravesar la cubierta de vidrio, siendo reflejada de nuevo hacia la placa absorbedora. Esto es lo que se conoce como efecto invernadero.

Radiación entre la placa absorbidora y el vidrio

Cuando se tienen dos superficies paralelas e infinitas a una determinada temperatura, se tiene radiación entre las superficies. En el caso de la chimenea solar, aunque las superficies de la placa y del vidrio no son infinitas, su factor de forma se puede considerar con valor la unidad. Por tanto se comportan como dos superficies infinitas.

La radiación entre superficies va desde la superficie que está a mayor temperatura a la que lo está a una menor. En la chimenea se produce desde la placa al vidrio. De acuerdo con Duffie [2], el flujo de calor por radiación es:

$$q''_{rad} = \frac{\sigma(T_p^4 - T_v^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \quad (2.6)$$

Con el coeficiente de radiación definido en la ecuación 2.1, el flujo de calor por radiación se puede linealizar como:

$$q''_{rad} = h_{rad}(T_p - T_v) \quad (2.7)$$

La longitud de onda de esta radiación emitida por la placa absorbidora, pertenece al espectro de radiación infrarroja de longitud de onda larga. Así pues, esta radiación tampoco escapa a la cubierta y queda encerrada en el interior de la chimenea.

Convección natural

Como es bien sabido, la convección es un modo de transferencia de calor presente cuando existe intercambio térmico entre un sólido y un fluido. Este intercambio puede promoverse con la ayuda de un ventilador, en el caso de que el fluido sea un gas, o de una bomba, cuando es un líquido. Esto es lo que se conoce como convección forzada. Cuando la transferencia de calor se realiza sin necesidad de equipos auxiliares, entonces se habla de convección natural.

En una chimenea solar este proceso está presente en tres lugares, como se puede apreciar en la figura 2.1:

- entre la placa absorbedora y el aire que circula por el interior del canal,
- entre la superficie interior del vidrio y el aire que circula por el interior del canal,
- entre la superficie exterior del vidrio y el aire exterior.

La convección natural aparece cuando existe un gradiente de densidades acompañado de una fuerza de cuerpo, dando como resultado una fuerza de empuje. En una chimenea solar la fuerza de cuerpo es la acción de la gravedad, mientras que el gradiente de densidades es debido a un gradiente de temperaturas.

Ahora vamos a considerar el caso de una placa orientada verticalmente como la de la figura 2.4, que es el caso que se va a presentar en una chimenea solar. La dirección de la fuerza de empuje resultante puede ser tanto hacia arriba como hacia abajo. Para que el movimiento del fluido debido a la fuerza de empuje sea hacia arriba, es necesario que la temperatura de la superficie en cuestión sea superior a la del fluido. Dicho esto, una mayor temperatura de la superficie sólida no asegura movimiento ascendente puesto que es necesario vencer la fuerza gravitatoria con una fuerza de flotación mayor. No obstante, una temperatura superficial menor a la del fluido implica movimiento descendente. Por norma general, en una chimenea solar se persigue que el movimiento del flujo de aire sea ascendente.

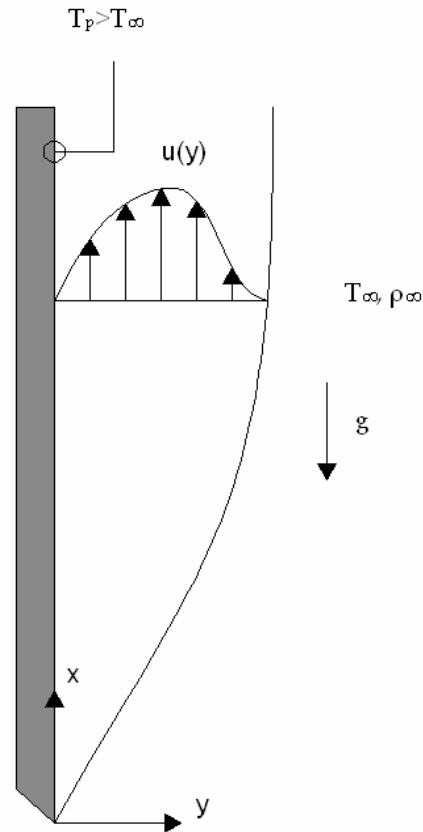


Figura 2. 4: Capa límite de velocidad sobre una placa vertical caliente

La figura 2.4 ilustra la capa límite de velocidad de convección natural para movimiento ascendente. El perfil de velocidades es distinto al que se tiene para el caso de convección forzada. En nuestro caso la velocidad es nula conforme $y \rightarrow \infty$, además de en $y = 0$.

Ecuaciones de conservación

El sistema de coordenadas elegido es el que se muestra en la figura 2.4. El eje x tiene dirección vertical, de tal modo que sigue la dirección de la superficie. Por tanto, el eje y es perpendicular a la placa.

Tal y como se hace en Incropera [1], las ecuaciones se obtienen aplicando las leyes de conservación para volúmenes de control infinitesimales. Con las simplificaciones siguientes:

- incompresibilidad (ρ constante),
- propiedades constantes ($k, \mu \dots$),
- fuerzas de cuerpo insignificantes ($X = Y = 0$),

se obtienen las ecuaciones de:

- Continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.8)$$

- Momento en x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.9)$$

donde ν es la viscosidad cinemática

- Momento en y:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (2.10)$$

- Energía:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (2.11)$$

Estas ecuaciones son válidas para el caso de convección forzada en el que el efecto de las fuerzas másicas puede despreciarse. Al ser las ecuaciones de continuidad y momento independientes de la temperatura, éstas pueden resolverse independientemente de la de la energía. Las ecuaciones están desacopladas.

Pero en nuestro problema de convección natural hay dos diferencias con respecto a las condiciones anteriores:

1. La densidad no es constante sino que varía con la temperatura.
2. La fuerza de cuerpo debida a la gravedad no puede despreciarse en la ecuación del momento en x. Se tiene una fuerza de cuerpo por unidad de volumen $X = -\rho g$. Luego la ecuación 2.9 queda:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.12)$$

Asumiendo que la presión experimentada por el fluido es del orden de la presión

fluidostática: $\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_{\infty} g$, si se sustituye en la ecuación 2.12:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho} (\rho_{\infty} - \rho) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.13)$$

El primer término del segundo miembro es la fuerza de flotación.

Para simplificar el problema se introduce la hipótesis de Boussinesq. Esta hipótesis se basa en hacer depender la diferencia de densidades de la diferencia de temperaturas y del coeficiente volumétrico de expansión térmica, β , definido como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.14)$$

Su cálculo es sencillo si se trata de un gas ideal, $\rho = \frac{p}{RT}$, como puede considerarse el aire.

Quedando:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (2.15)$$

El significado físico de esta nueva propiedad termodinámica es el de proporcionar una medida de cuánto cambia la densidad en respuesta a un cambio de temperatura a presión constante. Sus unidades son $\frac{1}{K}$. Expresándolo de la siguiente forma:

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_{\infty} - \rho}{T_{\infty} - T} \quad (2.16)$$

y reordenando términos:

$$(\rho_{\infty} - \rho) \approx \rho \beta (T_{\infty} - T) \quad (2.17)$$

Sustituyendo en el término de fuerza de flotación de la ecuación del momento en x (ecuación 2.13), se elimina la dependencia directa de la densidad:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \beta (T_{\infty} - T) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.18)$$

Resumiendo, para el caso de convección natural, las ecuaciones gobernantes son:

- Continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.19)$$

-Momento en x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T_{\infty} - T) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.20)$$

- Momento en y:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (2.21)$$

- Energía:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.22)$$

Obsérvese que en la ecuación de la energía se desecha el término de disipación viscosa, dadas las bajas velocidades que se obtienen en la convección natural.

Ahora todas las ecuaciones son dependientes de la temperatura, por tanto nuestras ecuaciones estarán acopladas y deberán ser resueltas simultáneamente.

Flujo turbulento

La aparición de inestabilidades hidrodinámicas puede producir la aparición de perturbaciones en el flujo. Esto lleva a la capa límite a la transición de flujo laminar a flujo turbulento. Véase la figura 2.5 en la que se ilustra esta transición.

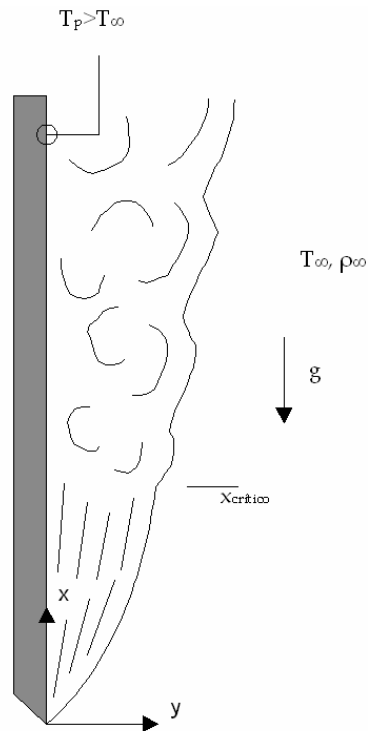


Figura 2. 5: Transición de una capa límite de convección natural sobre una placa vertical

Para caracterizar la transición de flujo laminar a turbulento se van a definir a continuación una serie de parámetros adimensionales.

- Número de Grashof:

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) L^3}{\nu^2} \quad (2.23)$$

El número de Grashof proporciona una medida de la razón de las fuerzas de empuje a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido. Este parámetro recuerda al número de Reynolds para convección forzada que representa la razón de las fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas.

- Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.24)$$

El número de Prandtl indica la razón entre la difusividad de momento y la difusividad térmica.

- Número de Rayleigh:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.25)$$

Es el producto de los números de Grashof y Prandtl. El número de Rayleigh se emplea para caracterizar la transición de flujo laminar a turbulento. Para placas verticales el número de Rayleigh crítico es:

$$Ra_{x,c} \approx 10^9 \quad (2.26)$$

Correlación empírica para placa vertical

El problema consiste en hallar el flujo de calor por convección desde la placa al aire. Para una superficie isoterma:

$$q'' = \bar{h}(T_p - T_\infty) \quad (2.27)$$

Para hallar el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección, \bar{h} , se emplea el número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{k} \quad (2.28)$$

donde, L es la longitud de la placa y k, la conductividad térmica. Churchill y Chu establecieron una correlación empírica válida para todo el intervalo de Ra_L . Esta correlación es:

$$\overline{Nu}_L = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right] \quad (2.29)$$

Cuando en lugar de una superficie isoterma se tiene un flujo de calor uniforme, sigue siendo válida la correlación anterior. Sin embargo, es necesario hacer una aproximación de la temperatura de la placa. Esta aproximación consiste en tomar la temperatura en el punto medio de la placa, $T_p(L/2)$. Este valor es el que se debe introducir en el número de Rayleigh.

Por tanto, el flujo de calor por convección desde una placa con isoflujo hasta el aire es:

$$q'' = \bar{h}[T_p(L/2) - T_\infty] \quad (2.30)$$

Capítulo 3

Validación del modelo computacional

En este capítulo se crea un modelo computacional válido para caracterizar una chimenea solar. Para ello se comparan sucesivamente los resultados de nuestro modelo con los obtenidos de forma experimental en laboratorios.

Estudio experimental

Para validar nuestro modelo computacional es necesario comparar con datos experimentales. Los datos que se van a emplear se han obtenido de un artículo publicado en 2003 en la revista *Building and Environment*. El título del artículo es: *An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux*. Los autores del mismo son: Z.D. Chen, P. Bandopadhyay, J. Halldorsson, C. Byrjalsen, P. Heiselberg e Y. Li [3].

Modelo experimental

El modelo experimental consiste en lo que podría ser una chimenea solar a escala real. Su altura es de 1.5 metros. Su profundidad es de 62 centímetros, de todas formas aquí se estudiará el caso como bidimensional.

Para simular el efecto de la radiación solar incidiendo sobre la placa absorbedora, se sirven de una placa de acero inoxidable capaz de emitir un flujo uniforme de calor, q'' .

Como se puede observar en la figura 3.1, la maqueta no sólo está aislada por detrás de la placa, como sería de esperar en una chimenea solar real. También lo está por la parte exterior del panel de plexiglás, lo cual supone eliminar las pérdidas de calor por convección desde esta superficie hacia el ambiente exterior. El plexiglás es un material plástico con propiedades ópticas semejantes a las del vidrio.

En la figura 3.1 se dan los espesores de cada una de las capas que conforman la chimenea solar. La anchura del canal, d , puede tomar los siguientes valores: 10, 20, 30, 40 y 60 centímetros.

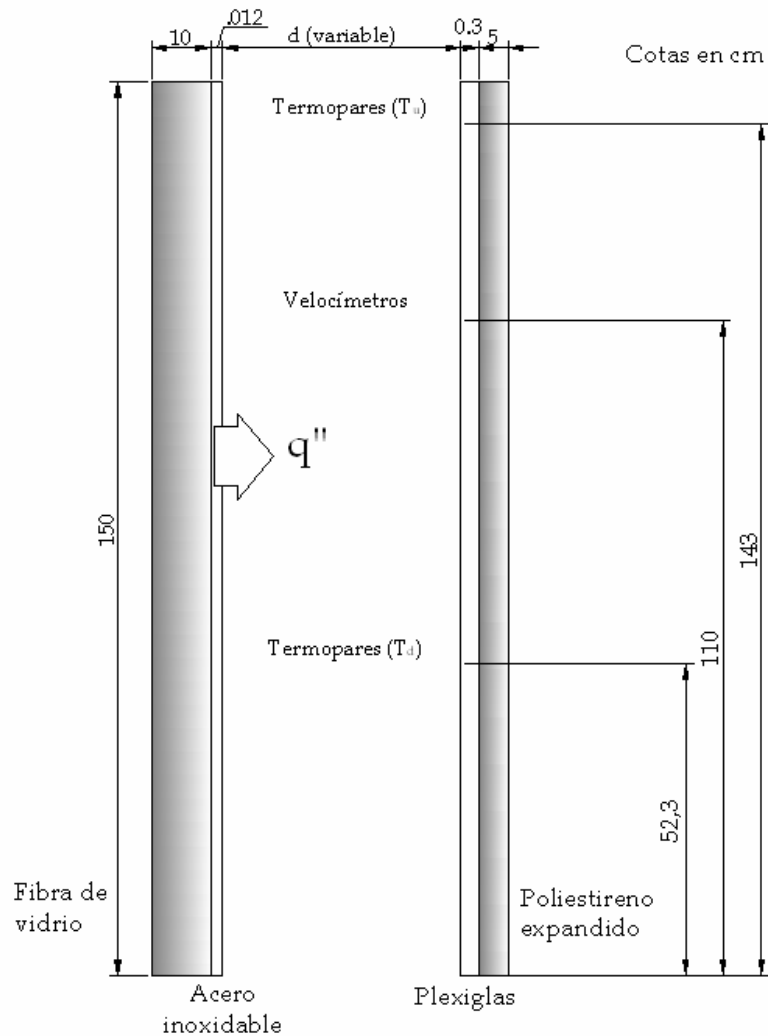


Figura 3. 1: Modelo físico empleado en los experimentos

Los termopares se sitúan a lo ancho del canal en dos cotas: una a 52.3 centímetros de la entrada, dando la temperatura que aquí llamamos T_{down} o T_d , y la otra a 143 centímetros proporciona la temperatura T_{up} o T_u . El error en la medida de la temperatura es de $\pm 2^\circ\text{C}$.

Para la medida de la velocidad del aire en el interior del canal se emplea un velocímetro que se puede desplazar a lo ancho del canal a una altura fija de 1.1 metros. Este instrumento no proporciona información de la dirección en la que se mueve el aire. El error en la medida se estima de un 15% para flujos de calor iguales o menores de 400 W/m^2 , y de un 20% para flujos mayores.

Los flujos de calor uniformes que es capaz de emitir la plancha de acero inoxidable son: 200, 300, 400, 500 y 600 W/m^2 .

Datos experimentales

A continuación se recogen en forma de gráficas y tablas los resultados experimentales extraídos de la investigación de Chen et al. [3].

Las temperaturas están en función de la temperatura ambiente, T_{amb} , que es la misma que la temperatura a la entrada de la chimenea solar. De cara a cálculos posteriores y para simplificar el manejo de los números se va a tomar una temperatura ambiente de 300 K.

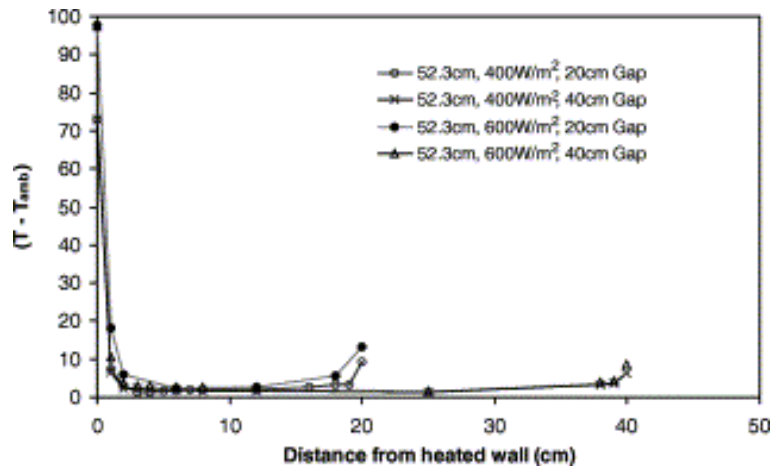


Figura 3. 2: Perfiles de temperatura a 52.3 centímetros de la entrada

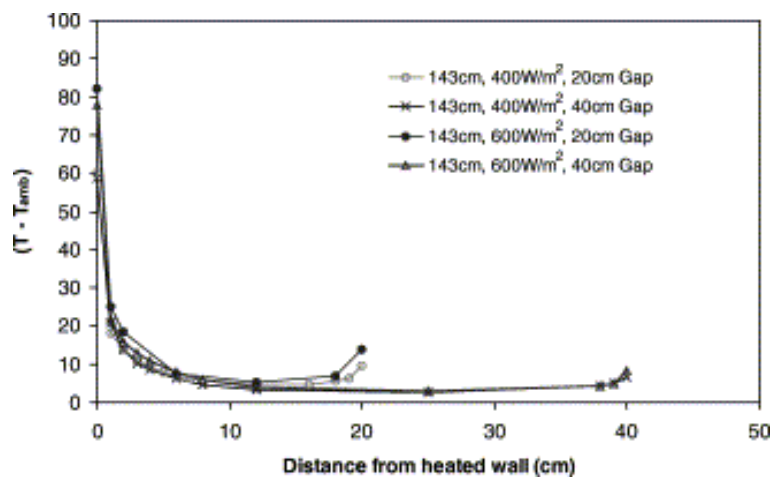


Figura 3. 3: Perfiles de temperatura a 1.43 metros de la entrada

En las figuras 3.2 y 3.3 se observa cómo la temperatura aumenta rápidamente en las cercanías de la placa radiante. Aunque en menor medida, ocurre lo mismo en las cercanías del plexiglás. Como veremos más adelante, éste efecto está producido por la radiación entre superficies.

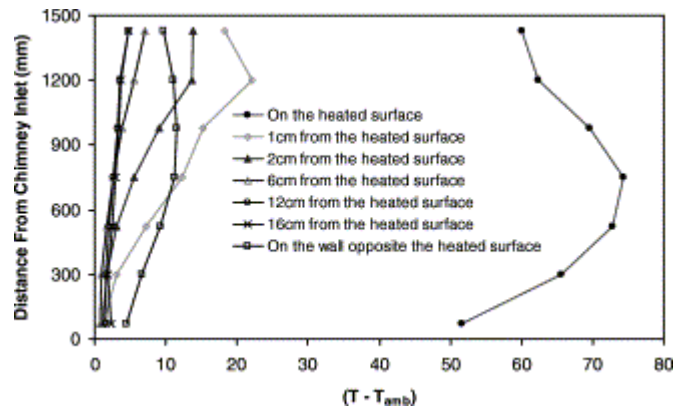


Figura 3. 4: Perfiles de temperatura en vertical para $d = 20 \text{ cm}$ y $q'' = 400 \text{ W/m}^2$

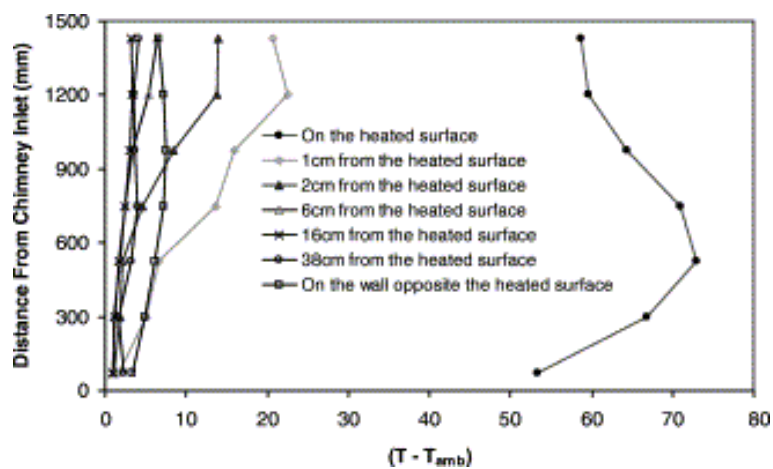


Figura 3. 5: Perfiles de temperatura en vertical para $d = 40 \text{ cm}$ y $q'' = 400 \text{ W/m}^2$

En las figuras 3.4 y 3.5 resulta llamativo el hecho de que la temperatura máxima en la placa tenga lugar muy por debajo de la salida. Según los autores del experimento, esto se debe al aumento del coeficiente local de transmisión de calor a lo largo de la superficie.

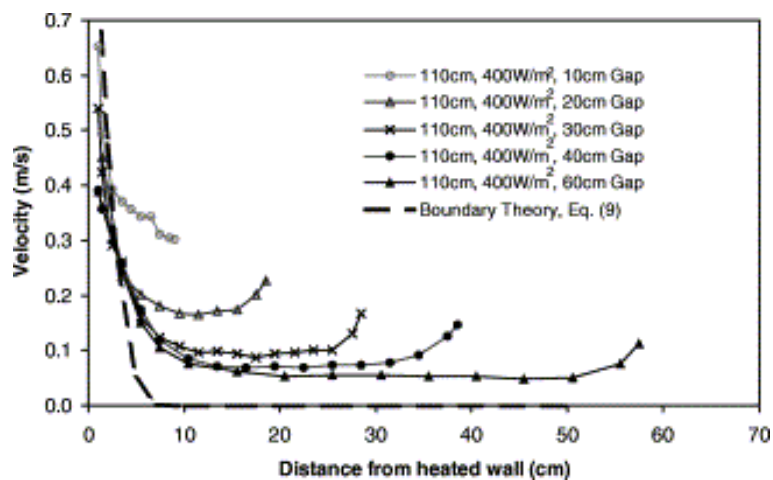


Figura 3. 6: Perfiles de velocidad a 1.1 metros de la entrada

En la figura 3.6 se observa cómo la velocidad media del aire es mayor cuanto menor es la anchura del canal, d. También se observa un aumento de la velocidad en las cercanías a las superficies.

En la siguiente tabla se exponen los caudales de aire para distintos anchos de canal y distintos flujos de calor.

d	q"	200 W/m ²	300 W/m ²	400 W/m ²	500 W/m ²	600 W/m ²
10 cm				0,021		
20 cm		0,016	0,02	0,023	0,027	0,031
30 cm				0,023		
40 cm				0,024		
60 cm				0,025		

Tabla 3. 1: Caudales de aire en m³/s

Conociendo las densidades se puede hallar el flujo másico de aire en kg/s·m, que es como se va a obtener en la simulación numérica. De las tablas de propiedades del aire se obtiene la densidad, $\rho = 1.1614 \frac{kg}{m^3}$. El flujo másico de aire por unidad de longitud se obtendrá de multiplicar los caudales anteriores por la densidad y de dividir por la profundidad del canal, que es 0.62 metros.

d	q"	200 W/m ²	300 W/m ²	400 W/m ²	500 W/m ²	600 W/m ²
10 cm				0,0393		
20 cm		0,0300	0,0375	0,0431	0,0506	0,0581
30 cm				0,0431		
40 cm				0,0450		
60 cm				0,0468		

Tabla 3. 2: Flujos másicos de aire por unidad de longitud en kg/s·m

Modelo computacional

El modelo computacional que se va a llevar a cabo en esta sección corresponde al caso de una chimenea solar de 20 centímetros de ancho de canal y 400 W/m^2 de flujo de calor.

Para realizar las siguientes simulaciones numéricas se va a emplear Fluent. En concreto se va a emplear la versión 6. Este código comercial se enmarca dentro de los programas CFD (Computational Fluid Dynamics), es decir, que este programa es capaz de realizar cálculos termofluidodinámicos.

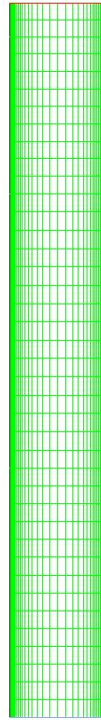
La simulación mediante ordenador permite resolver las ecuaciones diferenciales mediante técnicas de resolución numérica. Se obtienen valores de las variables principales en una serie de puntos discretos.

Malla computacional

La discretización del dominio de cálculo (mallado) se ha realizado con Gambit 2.3. Como se ha indicado anteriormente, el problema se va a tratar de forma bidimensional.

Dada la geometría de la chimenea solar, se utilizan celdas rectangulares. En vertical se emplean 40 celdas rectangulares de igual tamaño. Puesto que la altura total es de 1.5 metros, la longitud vertical de cada una de ellas es de 3.75 centímetros.

En horizontal no se emplean celdas de igual tamaño. Se opta por celdas más estrechas en la cercanía de las paredes para una mejor resolución de la capa límite. En total se emplean 40 celdas con un coeficiente de gradación (grading ratio) de 1.2. En la figura siguiente se muestra la malla computacional para 20 centímetros de ancho del canal.



Grid

Jan 15, 2008
FLUENT 6.2 (2d, segregated, lam)

Figura 3. 7: Malla computacional para 20 centímetros de ancho de canal

Para comprobar la bondad de esta malla se comparó con los resultados obtenidos mediante otras mallas más tupidas. En concreto se hizo para mallas de 70 celdas en horizontal y 40 en vertical y para 280 x 158. Para estos casos el tiempo de computación aumenta ostensiblemente, sobre todo para el segundo caso. Sin embargo, los resultados fueron similares a los de nuestra malla de 40 x 40.

Modelo laminar

Las propiedades del aire se evalúan a la temperatura promedio aconsejada en Incropera [1]:

$$\bar{T} = \frac{T_{p,\max} + T_i}{2} \quad (3.1)$$

donde $T_{p,\max}$ es la temperatura máxima de la placa calentada y T_i es la temperatura del aire a la entrada que hemos fijado en 300 K. $T_{p,\max}$ se obtiene de la figura 3.4 y tiene un valor de 374 K. Luego,

$$\bar{T} = \frac{374 + 300}{2} = 337 K \quad (3.2)$$

Para esta temperatura, a partir de las tablas del aire e interpolando se tiene:

- Densidad, $\rho = 1.038 \frac{kg}{m^3}$
- Calor específico a presión constante, $c_p = 1008 \frac{J}{kg \cdot K}$
- Conductividad térmica, $k = 0.029 \frac{W}{m \cdot K}$
- Viscosidad dinámica, $\mu = 2.02 \times 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}$
- Coeficiente volumétrico de expansión térmica, $\beta = 2.97 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$

Preproceso

El problema se trata como bidimensional y estacionario.

En la densidad se hace saber que se aplica la hipótesis de Boussinesq, por la cual la densidad varía con la variación de la temperatura.

Se activa la ecuación de la energía (energy equation) puesto que se van a resolver diferencias de temperaturas.

En cuanto a las condiciones de operación (operating conditions) se fijan los siguientes valores:

- Presión de operación: 101325 Pa
- Fuerza de la gravedad: activado
- Aceleración de la gravedad: -9.8 m/s² en la dirección Y
- En parámetros de Boussinesq, temperatura de operación: 300 K

Las condiciones de contorno que se fijan son las siguientes:

- Placa interior: Wall, $q'' = 400 \text{ W/m}^2$
- Placa exterior (plexiglás): Wall, $q'' = 0$
- Entrada: Pressure inlet, $T = 300 \text{ K}$

- Salida: Pressure outlet, $T_{backflow} = 300 \text{ K}$
- Fluido: Fluid, air 337 K

Se activan las ecuaciones de flujo y energía. Se mantienen los valores por defecto para Under-Relaxation Factors. Las condiciones de discretización son:

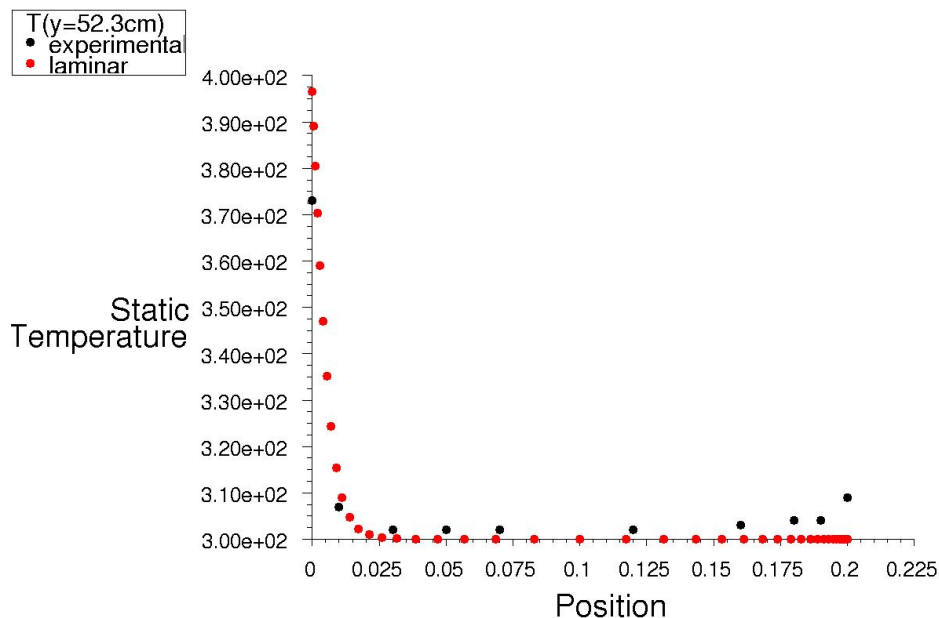
- Pressure: body force weighted
- Momentum: first order upwind. Con second order upwind no se llega a la convergencia.
- Energy: first order upwind. Con second order upwind no se llega a la convergencia.

En cuanto a la inicialización (initialize), para una convergencia rápida se establece una velocidad inicial en la dirección Y de 0.1 m/s. La temperatura inicial es de 300 K. La presión y la velocidad en X se mantienen a cero.

La solución converge tras 174 iteraciones.

Postproceso

A continuación se comparan los resultados obtenidos con los experimentales.



Static Temperature

Jan 15, 2008
FLUENT 6.2 (2d, segregated, lam)

Figura 3. 8: Perfil de temperaturas en $y = 52.3\text{cm}$ para modelo laminar ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

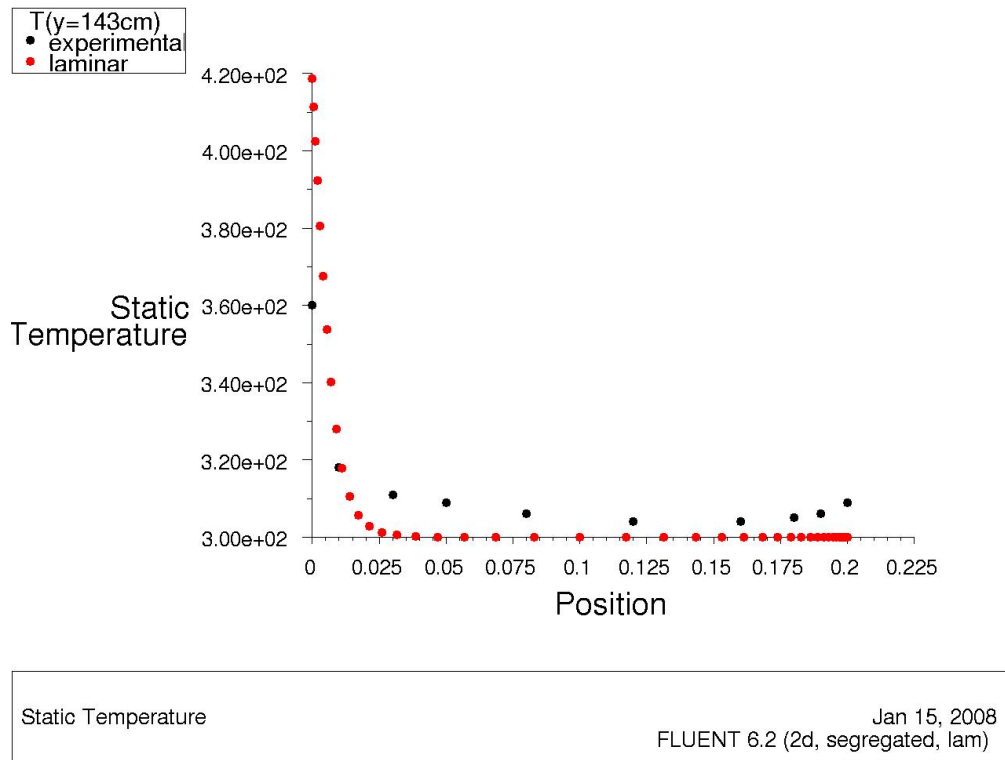


Figura 3. 9: Perfil de temperaturas en $y = 143\text{cm}$ para modelo laminar ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

Los perfiles de temperatura distan mucho de asemejarse a los experimentales. Más, cuanto más lejos de la entrada se está (figura 3.9). Por un lado, la temperatura en la placa es 60°C mayor que la experimental, mientras que el aire en la zona central del canal se mantiene a los 300K con los que entra.

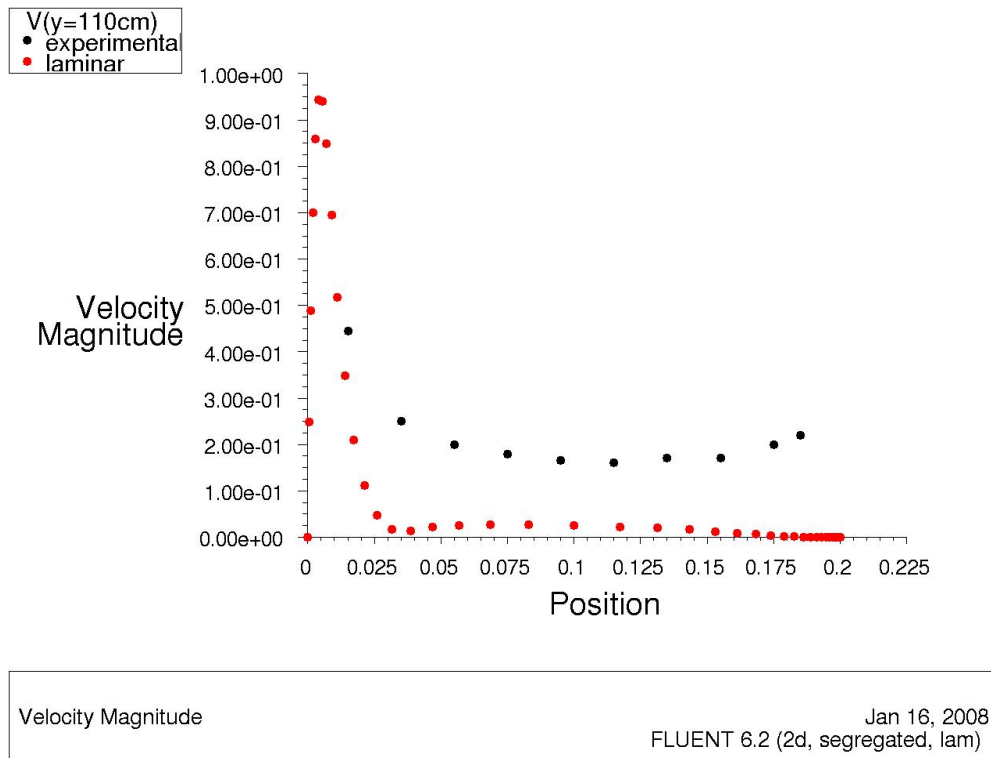


Figura 3. 10: Perfil de velocidades en $y = 110\text{cm}$ para modelo laminar ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

El perfil de velocidades a una altura de 110 centímetros tampoco se asemeja al experimental. Mientras que la velocidad del aire en la zona central está en torno a los 0.2 m/s, con el modelo laminar se tiene una velocidad prácticamente nula. De hecho, el flujo está invertido en la zona central y el lado derecho, tal y como avisa Fluent. Es decir, entra aire exterior en la salida, aunque lo hace a una velocidad muy baja.

La figura 3.10 no indica con valores negativos dónde se produce el flujo revertido. Sin embargo, se puede deducir que a una distancia de 3 centímetros de la placa se invierte el sentido del flujo, dado el mínimo que se produce en este punto.

	experimental	laminar
m (kg/s·m)	0,0431	0,00879

Tabla 3. 3: Flujos máscicos de aire para los modelos experimental y laminar ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

En concordancia con el perfil de velocidades, el flujo másico en el modelo laminar es mucho menor que el experimental. Máxime cuando existe reflujo en la salida.

Modelo turbulento

Flujo turbulento

En la sección anterior se ha comprobado que el modelo laminar no es válido para caracterizar a una chimenea solar. Esto es debido a que en realidad nos encontramos ante un flujo turbulento. Vamos a demostrar que el número de Rayleigh es superior al valor crítico de 10^9 .

Para calcular el número de Rayleigh se emplea la ecuación 2.25 que se recuerda aquí:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) L^3}{\nu \alpha} \quad (3.3)$$

La temperatura media de la placa se puede aproximar a 365 K, viendo la figura 3.4. Las propiedades del aire se siguen evaluando a la temperatura promedio:

$$\bar{T} = \frac{374 + 300}{2} = 337 K$$

Para esta temperatura, a partir de las tablas del aire e interpolando se tiene:

- Coeficiente volumétrico de expansión térmica, $\beta = 2.97 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$
- Viscosidad cinemática, $\nu = 19.61 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
- Difusividad térmica, $\alpha = 27.98 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

Por lo tanto el valor del número de Rayleigh es:

$$Ra_{1.5} = \frac{9.8 \cdot 2.97 \times 10^{-3} (365 - 300) \cdot 1.5^3}{19.61 \times 10^{-6} \cdot 27.98 \times 10^{-6}} = 1.16 \times 10^{10} > 10^9 \quad (3.4)$$

Luego estamos ante flujo turbulento.

Modelos de turbulencia en Fluent

Fluent provee los siguientes modelos de turbulencia:

- Modelo Spalart-Allmaras (S-A)

- Modelo κ - ϵ
 - o Standard κ - ϵ
 - o Renormalization-group (RNG)
 - o Realizable κ - ϵ (rke)
- Modelo κ - ω
 - o Standard κ - ω (skw)
 - o Shear-stress transport κ - ω (SST)
- Modelo Reynolds stress (RSM)

De todos los modelos, el más costoso desde el punto de vista computacional es el último, RSM, así que éste no se va a emplear en este proyecto.

En cuanto a los tres tipos de modelo κ - ϵ , se ha comprobado que los resultados son prácticamente semejantes para la aplicación de chimenea solar. En este proyecto se hará uso del modelo realizable κ - ϵ .

Resumiendo, los modelos de turbulencia que se van a utilizar son:

- Spalart-Allmaras
- Realizable κ - ϵ
- Standard κ - ω

En estos modelos se van a utilizar las mismas condiciones de operación y condiciones de contorno que para el flujo laminar, salvo que se indique lo contrario.

Modelo Spalart-Allmaras

En este modelo se mantienen las constantes de modelo que vienen por defecto. También, se mantiene la opción Vorticity-Based Production.

En las condiciones de contorno hay que añadir, a las apuntadas en el modelo laminar, las especificaciones del método de turbulencia en la entrada y en la salida. El método de especificación de turbulencia (turbulence specification method) que se va a emplear es el de intensidad y longitud de escala (intensity and lenght scale).

Según Fluent User's Guide [4], la intensidad de turbulencia se calcula como:

$$I \equiv \frac{u'}{\bar{u}} = 0.16(\text{Re}_{D_h})^{-1/8} \quad (3.5)$$

Donde el número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico es:

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} \quad (3.6)$$

El diámetro hidráulico es:

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{área}}{\text{perímetro}} = \frac{4 \cdot d \cdot p}{2d + 2p} \quad (3.7)$$

Para una profundidad del canal, p , infinita, el diámetro hidráulico se calcula como:

$$D_h = 2 \cdot d \quad (3.8)$$

En nuestro caso, $D_h = 2 \cdot 0.2 = 0.4m$. Mirando en los perfiles de velocidad experimentales, la velocidad media se puede aproximar a 0.2 m/s. Por lo tanto, el número de Reynolds tiene un valor de:

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{1.038 \cdot 0.2 \cdot 0.4}{2.02 \times 10^{-5}} = 4110 \quad (3.9)$$

Ya podemos calcular la intensidad de turbulencia:

$$I = 0.16(4110)^{-1/8} = 0.0565 \quad (3.10)$$

En forma de tanto por ciento: $I = 5.7\%$

Una vez calculada la intensidad de turbulencia, falta por determinar la longitud de escala turbulenta, l . Según la guía de usuario de Fluent [4], se obtiene multiplicando por 0.07 la dimensión característica, en nuestro caso el ancho del canal. Por tanto, $l = 0.07 \cdot 0.2 = 0.014m$.

En Solutions Controls se establece, ahora sí, second order upwind para: momentum, modified turbulent viscosity y energy.

Con un total de 98 iteraciones se llega a la convergencia. Fluent advierte de que hay flujo invertido en parte de la salida.

Modelo Realizable $\kappa\text{-}\epsilon$

Aparte de cambiar el modelo en Define > Models > Viscous, se mantienen los valores de turbulencia definidos en el apartado anterior.

En Solutions Controls se fijan también como second order upwind: turbulence kinetic energy y turbulence dissipation rate. En resto de valores se mantienen como en el apartado anterior.

Con un total de 219 iteraciones se llega a la convergencia. Fluent advierte de que hay flujo revertido en la salida.

Modelo Standard $\kappa\text{-}\omega$

Se vuelve a cambiar el modelo en Define > Models > Viscous y se dejan los valores por defecto. Se fija como second order upwind: specific dissipation rate.

Con un total de 192 iteraciones se llega a la convergencia. Fluent advierte de que hay flujo revertido en la salida.

Postproceso

A continuación se comparan los resultados experimentales con los tres modelos de turbulencia que acabamos de tratar.

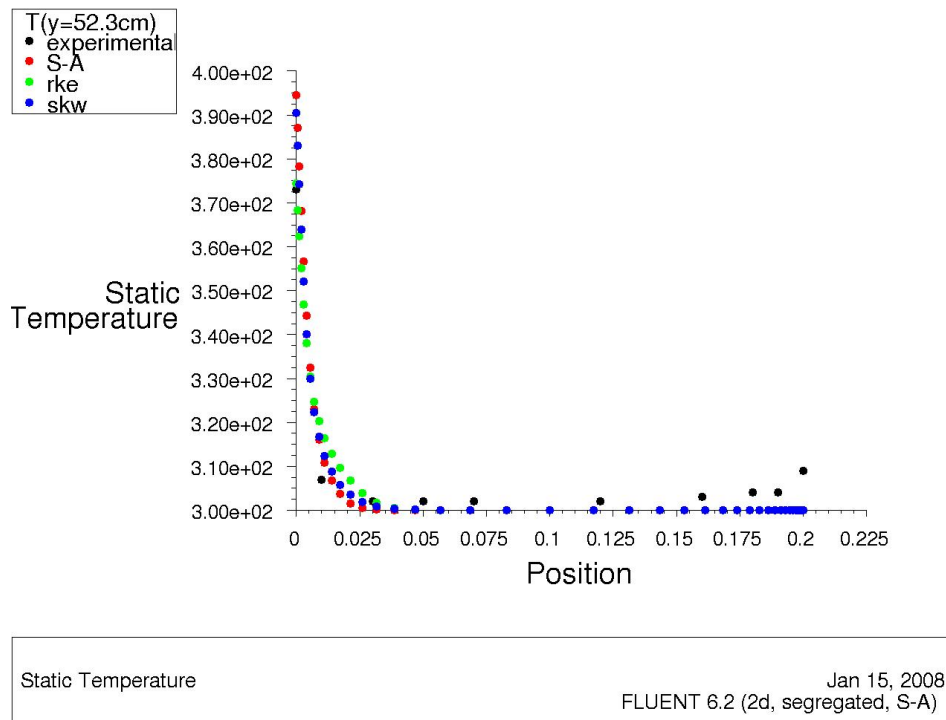


Figura 3. 11: Perfiles de temperatura en $y = 52.3\text{cm}$ para modelos turbulentos ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

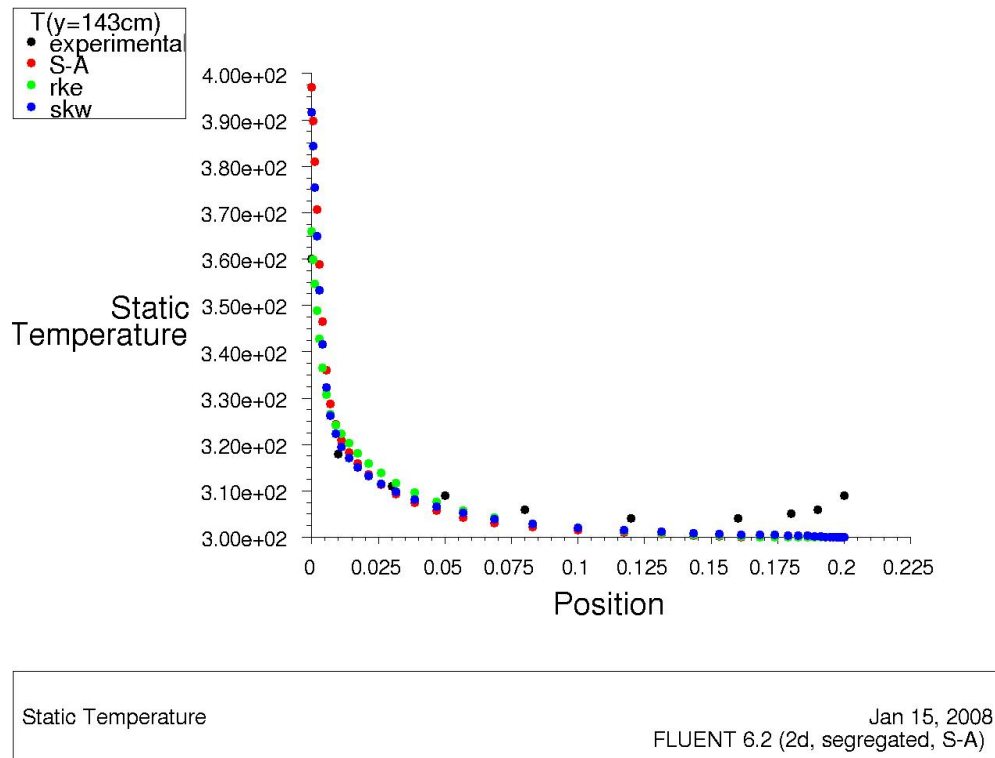


Figura 3. 12: Perfiles de temperatura en $y = 143\text{cm}$ para modelos turbulentos ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

Los perfiles de temperatura siguen siendo muy generosos con la temperatura en la placa absorbidora, aunque algo menos que con el modelo laminar. En general, se puede decir que los modelos de turbulencia proporcionan una semejanza con los datos experimentales mayor que con el modelo laminar. Especialmente en la capa límite de temperaturas de la izquierda.

En la pared derecha, donde está el plexiglás, la temperatura es la misma que la de entrada, 300K. Esto es debido a que este modelo no tiene en cuenta el intercambio radiativo entre las dos superficies.

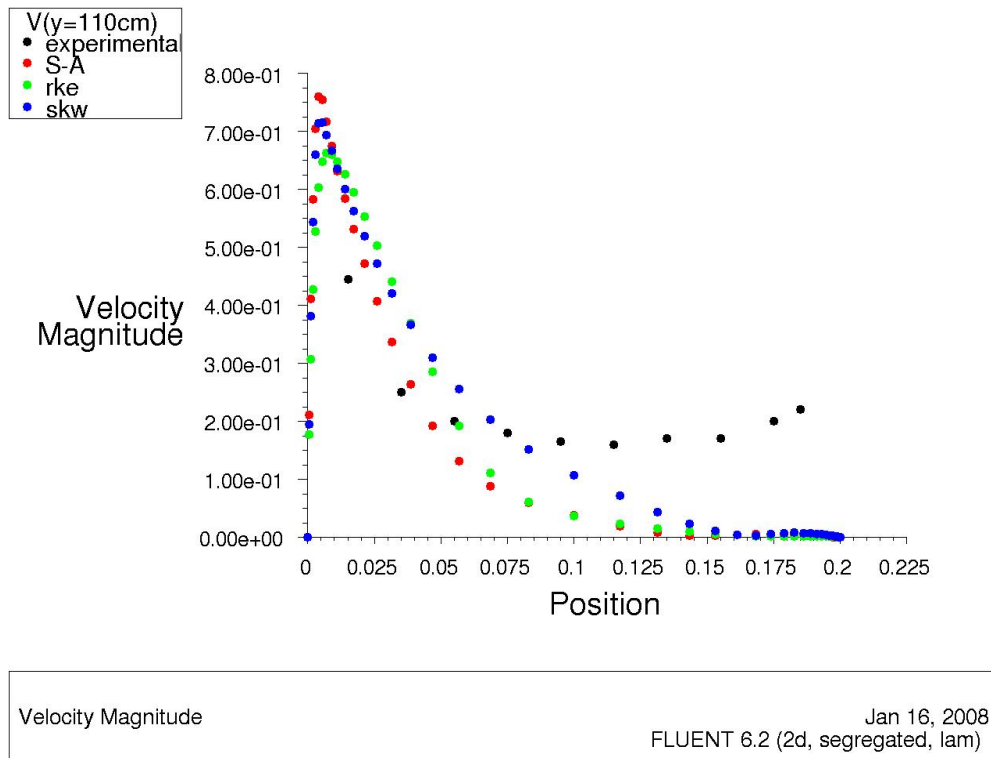


Figura 3. 13: Perfiles de velocidad $y = 110\text{cm}$ para modelos turbulentos ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

En los perfiles de velocidad se aprecia mayor discrepancia entre los modelos turbulentos que para con los perfiles de temperatura. De los tres modelos el que más coincide con los datos experimentales para la zona de la izquierda es el de Spalart-Allmaras.

En la zona derecha las velocidades tienden a ser nulas. La explicación es la misma que para los perfiles de temperatura: estos modelos no valoran el intercambio radiativo entre las superficies. Este aspecto será tratado en el siguiente apartado.

	experimental	S-A	rke	skw
m (kg/s·m)	0,0431	0,0267	0,0307	0,0371

Tabla 3. 4: Flujos másicos de aire para los modelos experimental y turbulentos ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

Los flujos másicos están en concordancia con los perfiles de temperatura que acabamos de ver. Siguen siendo menores que el experimental por dos motivos: existe flujo invertido y se obvia la radiación. No obstante, los valores se van aproximando a los experimentales, si se compara con el modelo laminar.

Modelo turbulento con radiación

En este apartado se va a complementar el modelo turbulento con un modelo de radiación. Los modelos de radiación que proporciona Fluent son:

- Rosseland
- P1
- Discrete Transfer (DTRM)
- Surface to Surface (S2S)
- Discrete Ordinates (DO)

De entre estos cinco modelos se desechan los dos primeros puesto que sólo son apropiados para medios con alto grosor óptico (optical Thickness), tal y como dice la guía de usuario de Fluent [4]. En nuestro caso se tomará el aire como un medio no participativo, luego estos dos modelos no son válidos.

Los otros tres modelos son válidos para simular intercambio por radiación entre dos o más superficies. Por su simplicidad y su menor coste computacional se va a optar en este proyecto por emplear el modelo Discrete Ordinates (DO).

Emisividades

Para emplear el modelo DO es necesario conocer previamente los valores de las emisividades de las superficies que intervienen en el problema.

El plexiglás tiene propiedades ópticas semejantes a las del vidrio. La emisividad del plexiglás depende de la longitud de onda de la radiación. La radiación emitida por la placa metálica viene a encontrarse en el espectro de infrarrojo de onda larga, para el que el plexiglas se comporta como opaco.

Según Siegel [5] para el espectro de infrarrojo de onda larga el vidrio tiene una emisividad del 90%. Puesto que el plexiglás se comporta ópticamente como el vidrio, se le asigna la emisividad de 0.9.

En cuanto a la emisividad del acero inoxidable, no se han encontrado datos fiables. Para determinar un valor razonable hacemos uso de un dato de radiación que se da en el artículo del estudio experimental. Dicho dato es que se estima que menos de un 10% de la transferencia de calor es por radiación. Para los 400 W/m^2 , entonces se toma $q''_{\text{rad}} = 40 \text{ W/m}^2$.

Haciendo uso de la ecuación 2.6, sólo la emisividad de la placa, ϵ_p , queda como incógnita. Como temperatura de la placa se toma de nuevo el valor aproximado de 365K, y la del vidrio (plexiglás), 310K. Despejando, $\epsilon_p = 0.084$. Resumiendo:

- emisividad del plexiglás, $\epsilon_v = 0.9$
- emisividad del acero inoxidable pulido, $\epsilon_p = 0.08$

Preproceso

Se completan los tres modelos de turbulencia anteriores con el modelo de radiación DO. Esto implica introducir las emisividades en las condiciones de contorno. En Solve > Controls > Solution se pone la discretización de DO como second order upwind. El número de iteraciones de flujo por iteración de radiación se mantiene en 10.

El modelo S-A_DO converge con 1180 iteraciones. El modelo rke_DO lo hace con 1160 iteraciones y el ske_DO con 1130. Ya no hay en la salida flujo entrante desde el exterior.

Postproceso

A continuación se comparan los resultados experimentales con los tres modelos de turbulencia con radiación que acabamos de tratar.

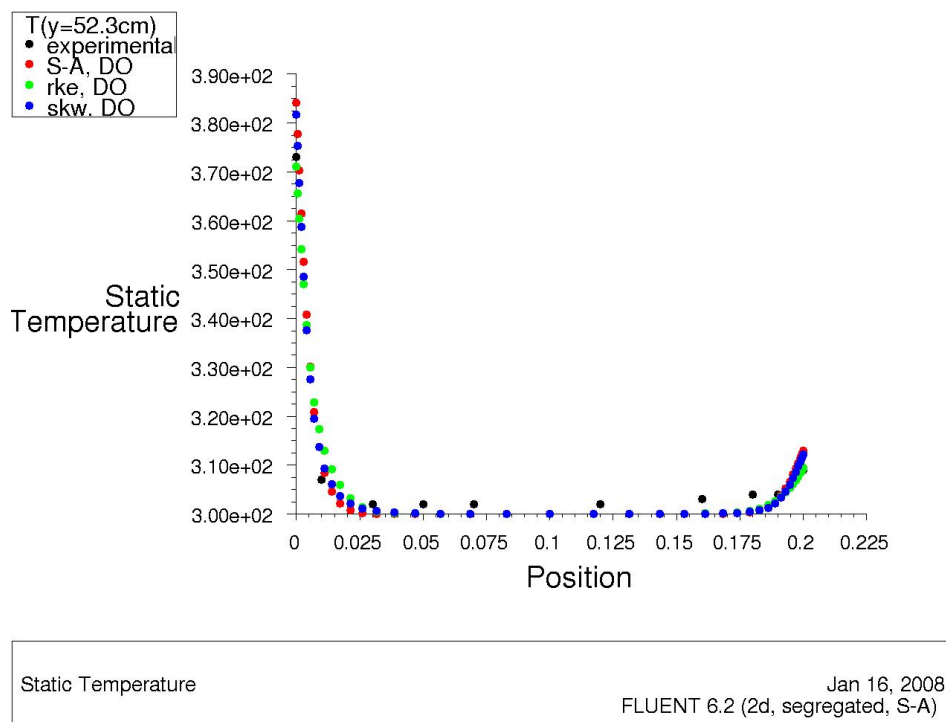


Figura 3. 14: Perfiles de temperatura en $y = 52.3\text{cm}$ para modelos turbulentos con radiación ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

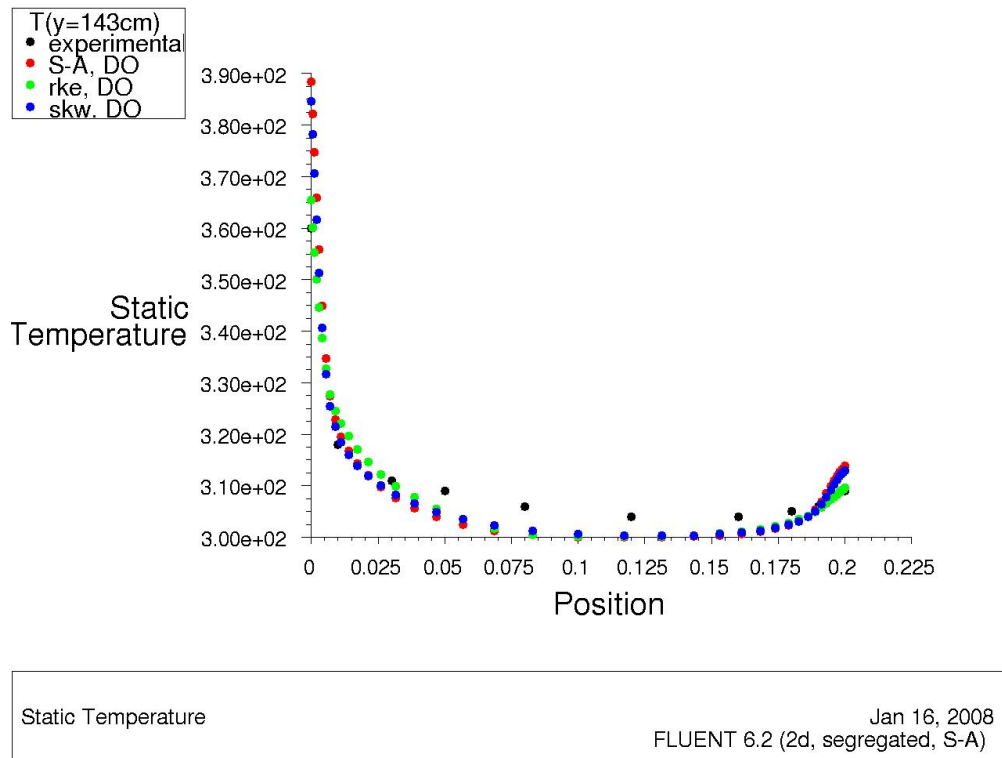


Figura 3. 15: Perfiles de temperatura en $y = 143\text{cm}$ para modelos turbulentos con radiación ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

En los perfiles de temperatura, ahora sí, se percibe la capa límite de temperaturas en las cercanías de la pared derecha (plexiglás) debido al intercambio radiativo entre superficies.

En la figura 3.15 se percibe que la temperatura en la zona central es igual a la temperatura de entrada, lo cual significa que el aire en esta zona no se ha calentado, luego las capas límite no se juntan al final del canal. Sin embargo, las temperaturas medidas experimentalmente son mayores de 300K . Esto puede deberse a que aquí se ha tomado el aire como un medio no participativo. En realidad el aire contiene moléculas de CO_2 y vapor de agua que sí se calientan debido a la radiación térmica.

De todos modos, se puede decir que los perfiles de temperatura que se han conseguido con los modelos de turbulencia más radiación, sí son similares a los reales (experimentales).

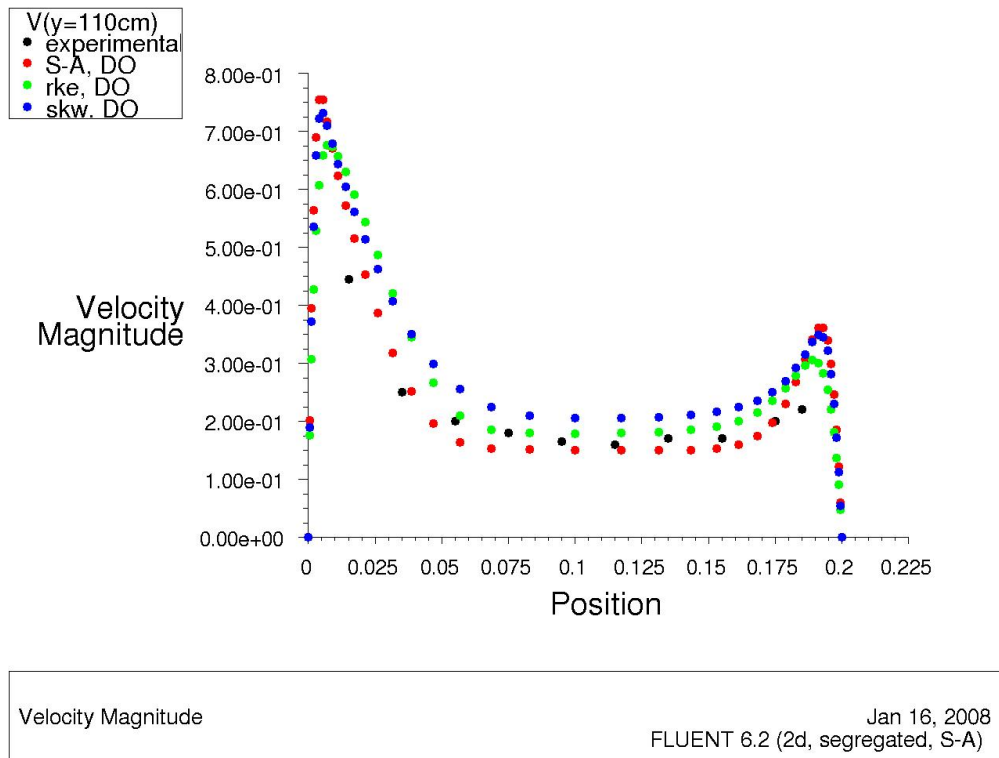


Figura 3. 16: Perfiles de velocidad $y = 110\text{cm}$ para modelos turbulentos con radiación ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

En el perfil de velocidades se aprecia mayor discrepancia entre los tres modelos empleados. El que más difiere de la distribución experimental es el Standard $\kappa-\omega$ + DO, puesto que da unos valores mayores que los medidos experimentalmente. Este modelo se desecha.

Mención especial requieren las dos capas límite de velocidades. No hay datos en esta zona porque el instrumento de medida no puede generar datos fiables en ella. Los modelos aquí presentados, resultan reveladores sobre la fluidodinámica en las capas límites.

	experimental	S-A, DO	rke, DO	skw, DO
m (kg/s·m)	0,0431	0,0487	0,0553	0,0601

Tabla 3. 5: Flujos másicos de aire para los modelos experimental y turbulentos con radiación ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

En lo que se refiere a los flujos másicos de aire, todos los modelos dan valores superiores a los experimentales. El modelo que más se acerca al experimental es el de Spalart-Allmaras + DO con un error del 13%. Recordemos que el error en la medida de la velocidad era de hasta el 15% para un flujo uniforme de calor de 400 W/m^2 .

Como **conclusión** de los modelos computacionales estudiados en este Proyecto, se estima que el que mejor simula el comportamiento termofluidodinámico de una chimenea solar es el modelo turbulento **Spalart-Allmaras** con radiación **Discrete Ordinates (S-A+DO)**.

Para comprobar de nuevo la bondad del modelo computacional elegido, S-A+DO, se va a estudiar en detalle la capa límite térmica.

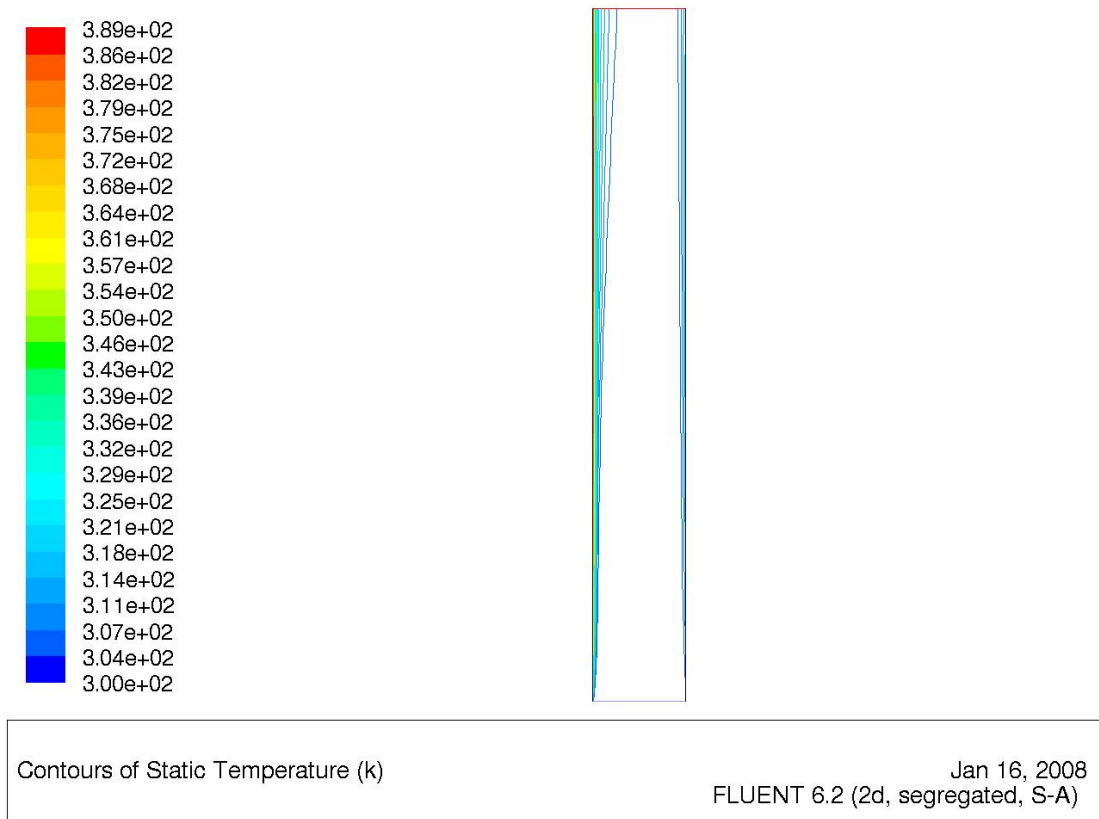


Figura 3. 17: Capas límite de temperatura ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

En la figura 3.17 se observa cómo la capa límite de temperatura del lado de la placa es mayor que la del vidrio.

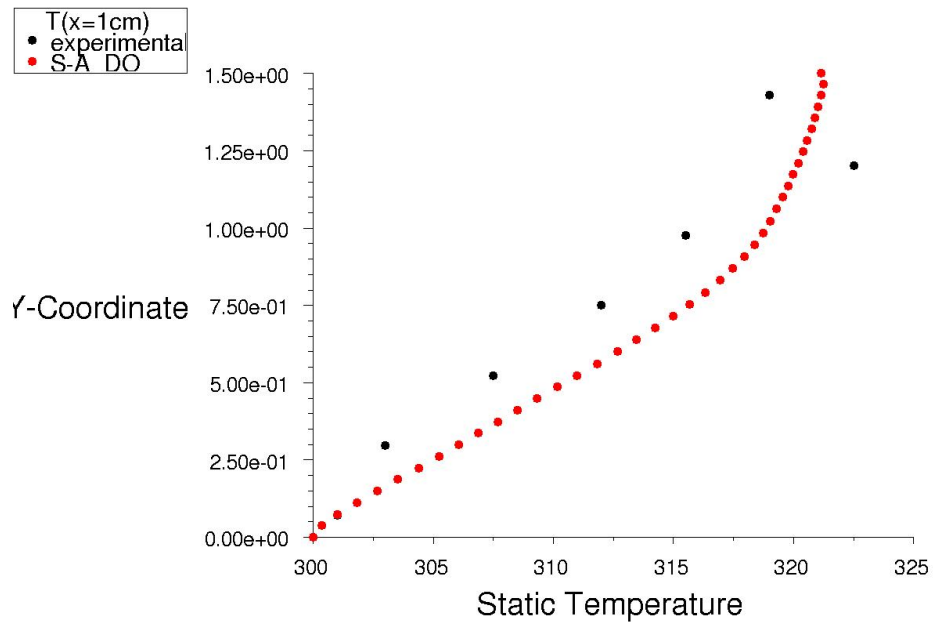


Figura 3. 18: Distribución de temperaturas a 1cm de la placa ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

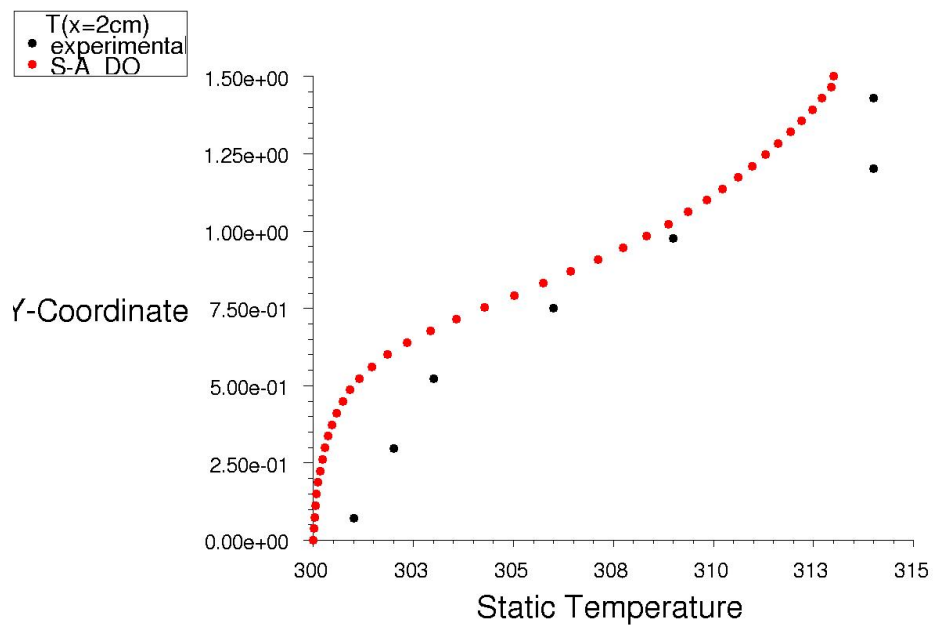


Figura 3. 19: Distribución de temperaturas a 2cm de la placa ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

En las figuras 3.18 y 3.19 se aprecia cómo se aproximan en la capa límite las distribuciones de temperaturas.

En la siguiente figura se muestran los perfiles de velocidades para 40 cotas distintas, que corresponden a las filas de las celdas rectangulares del mallado. Con esta imagen nos podemos hacer una idea de cómo son las dos capas límite de velocidades. Se podría decir que no se llega a tener flujo totalmente desarrollado, pues las capas límite de velocidades no llegan a juntarse.

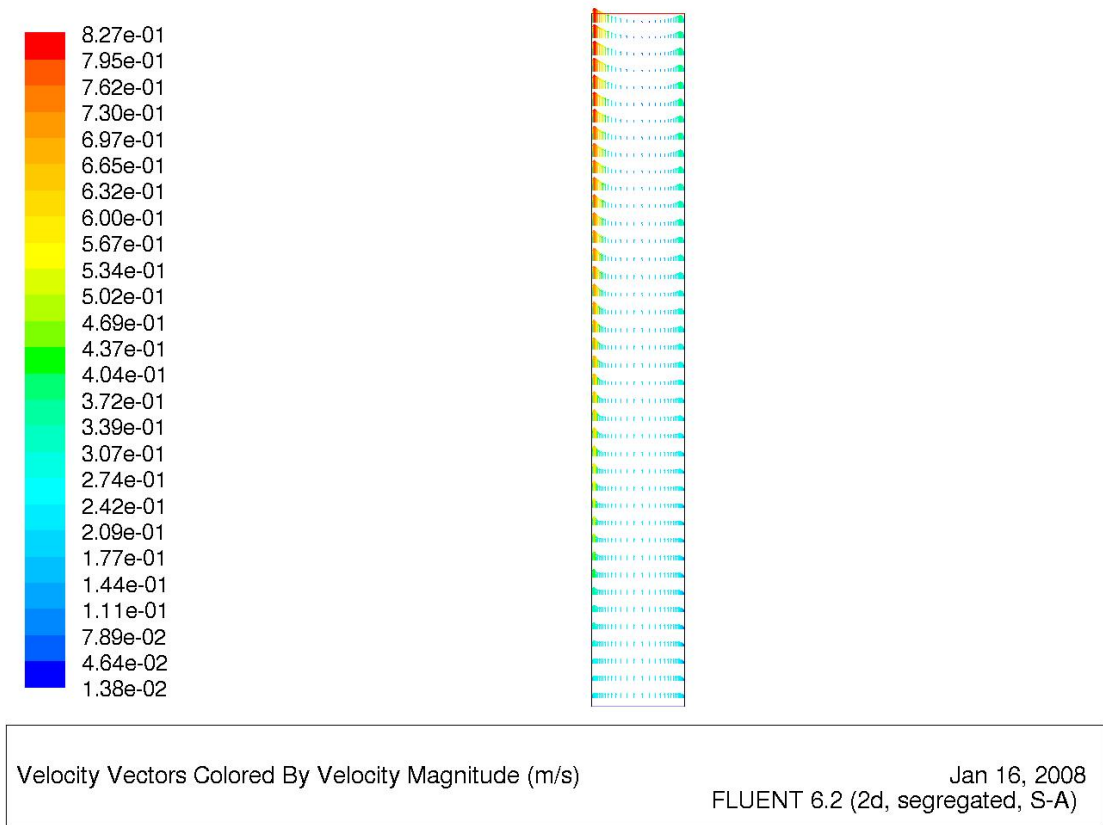


Figura 3. 20: Perfiles de velocidad a lo largo de la chimenea solar ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

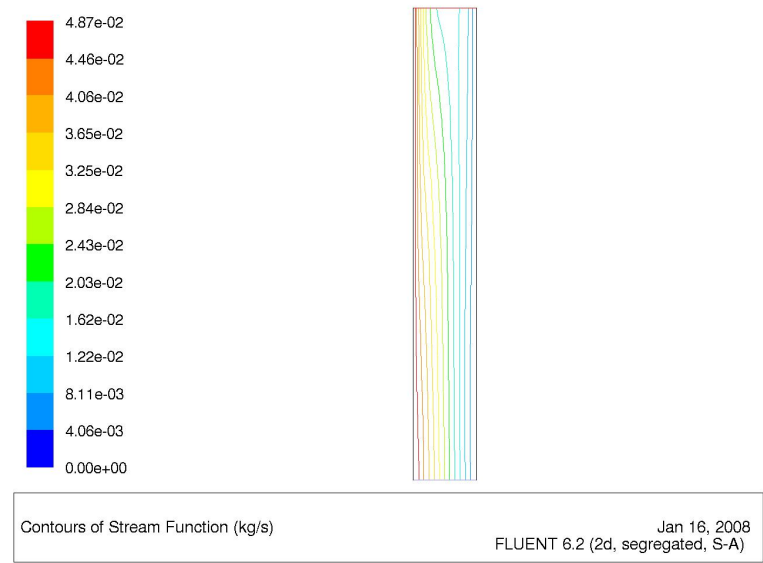


Figura 3. 21: Líneas de corriente ($d=20\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

Verificación del modelo con otros flujos de calor y otras geometrías

Todos los resultados anteriores se refieren al caso de una chimenea solar de 20 centímetros de ancho de canal y 400 W/m^2 de flujo uniforme de calor. Ahora se va a emplear el modelo seleccionado, S-A+DO, para realizar simulaciones numéricas con otros casos de distintos flujos de calor y distintos anchos de canal.

Caso A: $d = 20$ centímetros, $q'' = 600 \text{ W/m}^2$

Las propiedades del aire se siguen evaluando a la temperatura promedio dada por la ecuación 3.2, $\bar{T} = 337 \text{ K}$. En realidad, la temperatura máxima de la placa debe ser algo mayor que para el caso anterior, al ser el flujo de calor mayor. Al no tener datos de esta temperatura se opta por seguir evaluando las propiedades del aire a la temperatura indicada, lo cual implica cometer un cierto error asumible.

Con respecto a la intensidad y la longitud de escala turbulenta, se mantienen los valores del caso anterior. Es decir:

- Intensidad, $I = 5.7\%$
- Longitud de escala, $l = 0.014 \text{ m}$

A continuación se comparan los resultados del modelo computacional con los experimentales.

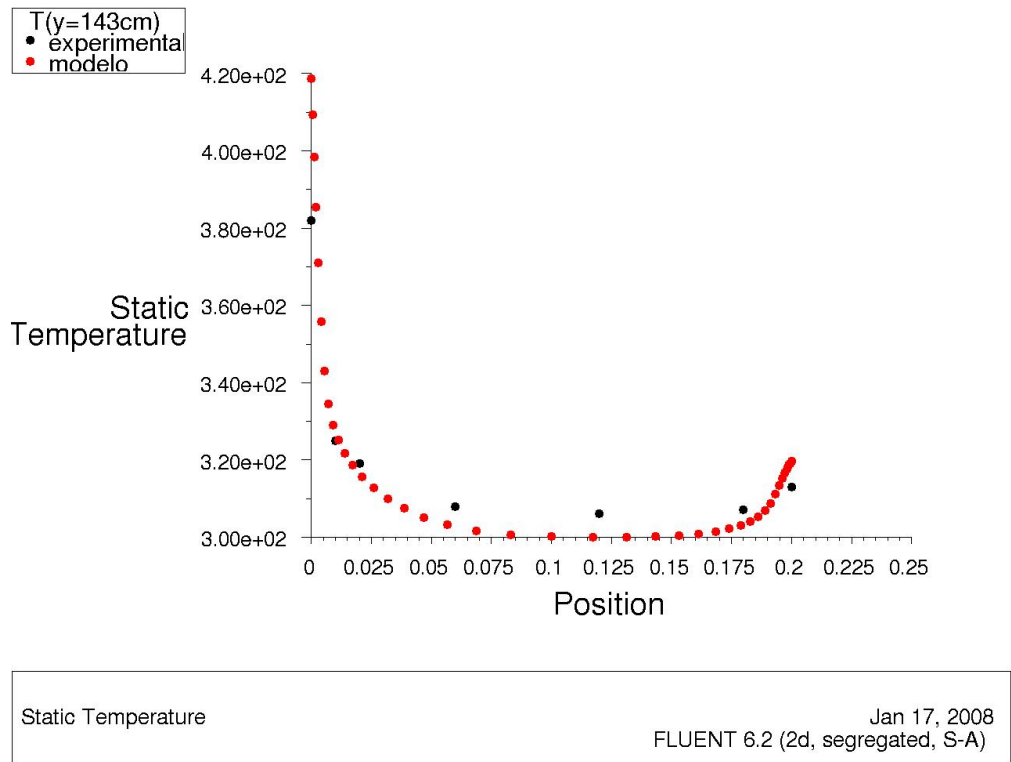


Figura 3. 22: Perfiles de temperatura en $y = 143\text{cm}$ ($d=20\text{cm}$, $q''=600\text{W/m}^2$)

La temperatura de la placa dada por el modelo sigue siendo mayor que la medida experimentalmente. También ocurre lo mismo con la temperatura en la superficie de plexiglás.

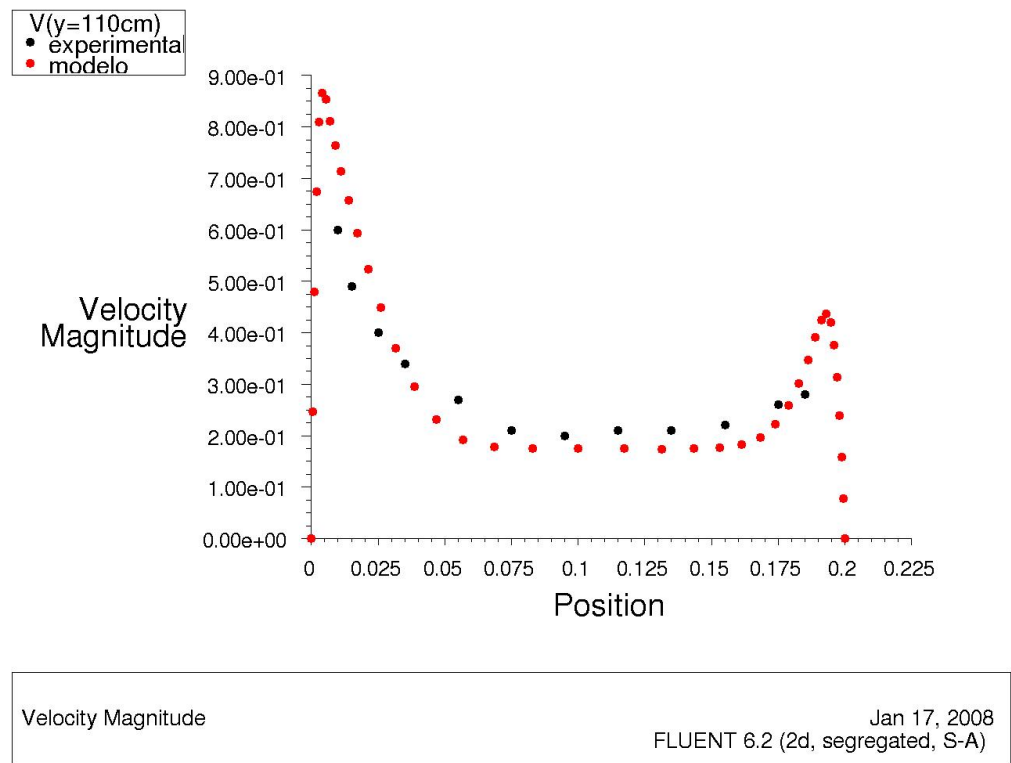


Figura 3. 23: Perfiles de velocidad en $y = 110\text{cm}$ ($d=20\text{cm}$, $q''=600\text{W/m}^2$)

El perfil de velocidades en $y = 110$ centímetros se adapta razonablemente a los valores experimentales. Las velocidades en la capa límite siguen siendo generosas con respecto a las experimentales, mientras que en la zona central continúan siendo algo menores.

	experimental	modelo
\dot{m} (kg/s·m)	0,0506	0,0564

Tabla 3. 6: Flujos másicos de aire ($d=20\text{cm}$, $q''=600\text{W/m}^2$)

El flujo másico proporcionado por el modelo arroja un valor superior al experimental como ocurría en el caso anterior. El error cometido es del 11%, lo cual está dentro de los márgenes admisibles.

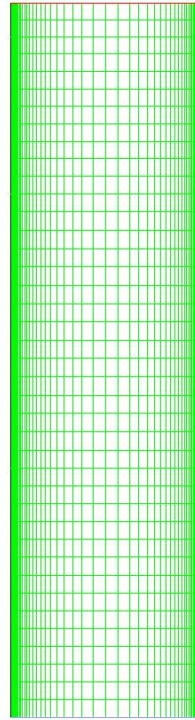
Caso B: $d = 40$ centímetros, $q'' = 400 \text{ W/m}^2$

Ahora se estudia el caso de una chimenea solar de 40 centímetros de ancho de canal y un flujo uniforme de calor en la placa de 400 W/m^2 . Puesto que la geometría (ancho del canal) varía, es necesario crear una nueva malla computacional.

La malla computacional creada se compone de celdas rectangulares. En vertical se disponen 40 celdas de igual tamaño, las mismas que para los dos casos anteriores. Como la altura de la chimenea es de 1.5 metros, cada celda mide 3.75 centímetros de alto.

En horizontal el tamaño de las celdas ya no es constante, sino que se opta, de nuevo, por celdas más estrechas en las cercanías de las dos paredes para un mejor conocimiento de las capas límite tanto térmica como de velocidades. En total se emplean 60 celdas con una razón de gradación simétrica (grading ratio) de 1.15.

La siguiente figura ilustra la malla computacional utilizada para esta geometría.



Grid

Jan 17, 2008
FLUENT 6.2 (2d, segregated, S-A)

Figura 3. 24: Malla computacional para 40 centímetros de ancho de canal

La temperatura máxima de la placa está, en este caso también, en torno a los 374K. Luego las propiedades del aire se siguen evaluando a la temperatura promedio de 337K.

Turbulencia

En las condiciones de contorno hay que establecer las especificaciones del método de turbulencia en la entrada y en la salida. El método de especificación de turbulencia (turbulence specification method) que se va a emplear es el de intensidad y longitud de escala (intensity and length scale).

Según Fluent User`s Guide [4], la intensidad de turbulencia se calcula según la ecuación 3.5. Para una profundidad del canal infinita, el diámetro hidráulico se calcula con la ecuación 3.8. En nuestro caso, $D_h = 2 \cdot 0.4 = 0.8m$. Mirando en los perfiles de velocidad experimentales, la velocidad media se puede aproximar a 0.1 m/s. Por lo tanto, el número de Reynolds tiene un valor de:

$$Re_{D_h} = \frac{1.038 \cdot 0.1 \cdot 0.8}{2.02 \times 10^{-5}} = 4111 \quad (3.11)$$

Ya podemos calcular la intensidad de turbulencia:

$$I = 0.16(4111)^{-1/8} = 0.0565 \quad (3.12)$$

En forma de tanto por ciento: $I = 5.7\%$. Curiosamente este valor coincide con el del caso: $d = 0.2$ centímetros y $q'' = 400 \text{ W/m}^2$.

Una vez calculada la intensidad de turbulencia, falta por determinar la longitud de escala turbulenta, l . Según la guía de usuario de Fluent [4], se obtiene multiplicando por 0.07 la dimensión característica, en nuestro caso el ancho del canal. Por tanto, $l = 0.07 \cdot 0.4 = 0.028 \text{ m}$. Este valor sí varía con respecto a los casos anteriores.

En la discretización de las ecuaciones se selecciona *second order upwind* en todos los campos, excepto en el de presión donde se selecciona *Body Force Weighted*. De esta misma forma es como se calculó en los casos anteriores.

La solución converge tras 1501 iteraciones. Se ha inicializado con una velocidad en Y de 0.1 m/s, tal y como se hizo en todas las simulaciones anteriores.

Postproceso

A continuación se comparan los resultados del modelo computacional con los experimentales.

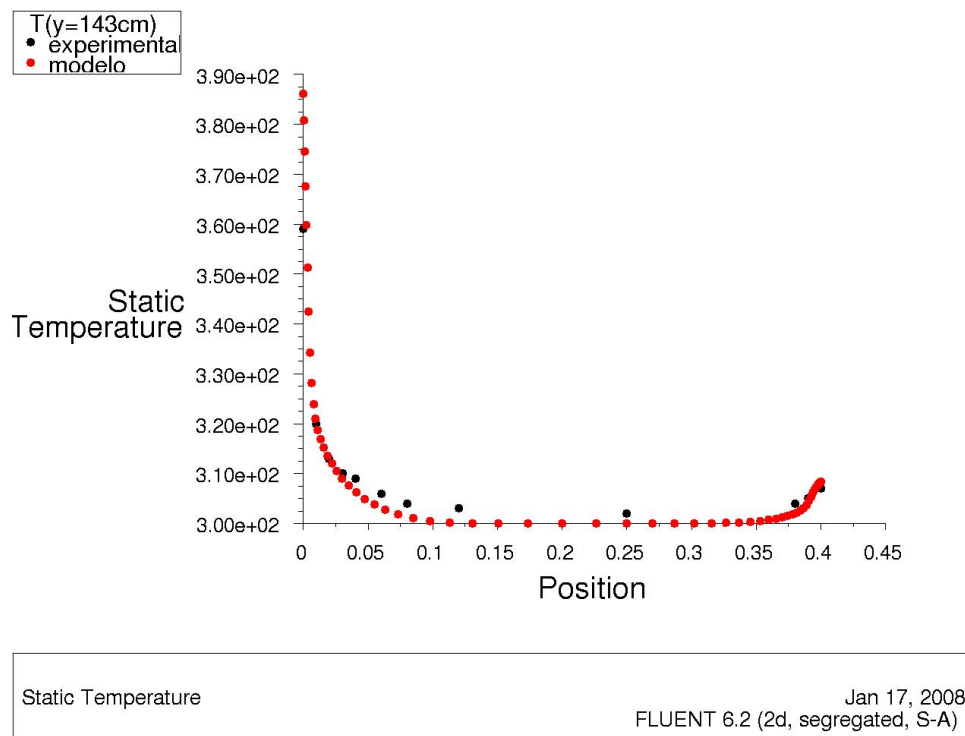


Figura 3. 25: Perfiles de temperatura en $y = 143 \text{ cm}$ ($d=40 \text{ cm}$, $q''=400 \text{ W/m}^2$)

La temperatura de la placa dada por el modelo sigue siendo mayor que la medida experimentalmente. También ocurre lo mismo con la temperatura en la superficie de plexiglás.

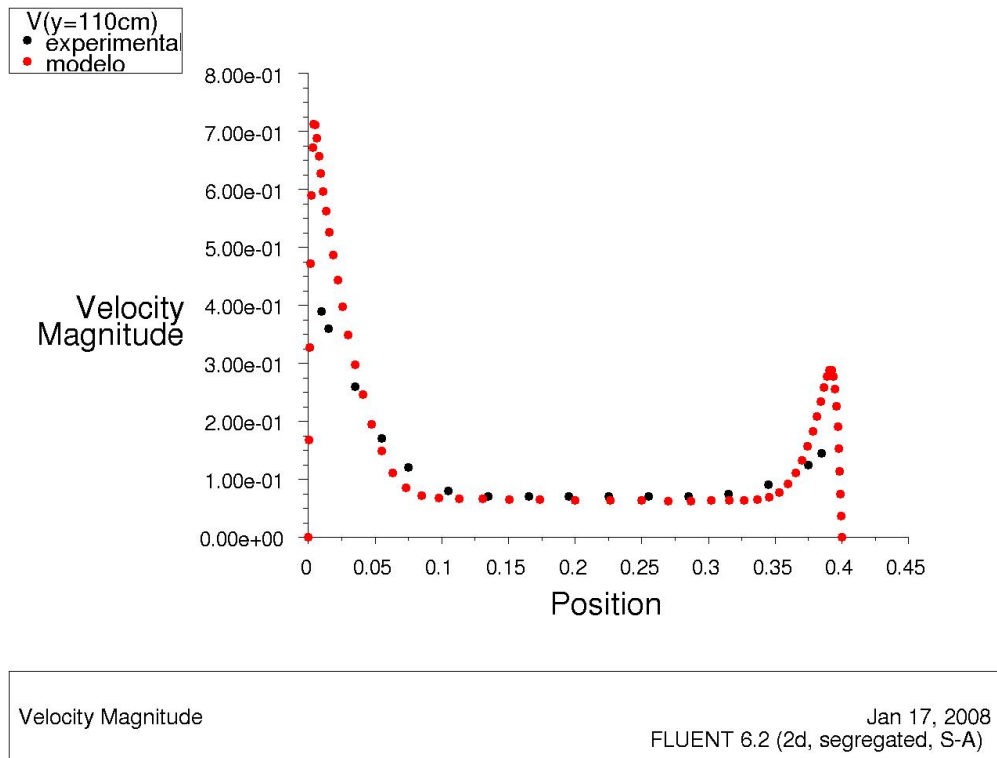


Figura 3. 26: Perfiles de velocidad en $y = 110\text{cm}$ ($d=40\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

El perfil de velocidades se adapta bastante al experimental, sobre todo en la zona central. En las capas límite continúan proporcionando valores pico mayores que los medidos experimentalmente. Esta es la razón por la que el flujo másico del modelo es superior que el experimental, con una variación del 13%.

	experimental	modelo
m (kg/s·m)	0,045	0,0508

Tabla 3. 7: Flujos másicos de aire ($d=40\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

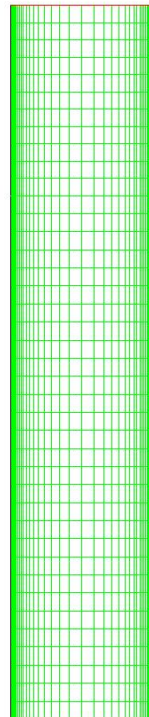
Caso C: $d = 30$ centímetros, $q'' = 400 \text{ W/m}^2$

Ahora se estudia el caso de una chimenea solar de 30 centímetros de ancho de canal y un flujo uniforme de calor en la placa de 400 W/m^2 . Puesto que la geometría (ancho del canal) varía, es necesario crear una nueva malla computacional.

La malla computacional creada se compone de celdas rectangulares. En vertical se disponen 40 celdas de igual tamaño, las mismas que para los dos casos anteriores. Como la altura de la chimenea es de 1.5 metros, cada celda mide 3.75 centímetros de alto.

En horizontal el tamaño de las celdas ya no es constante, sino que se opta, de nuevo, por celdas más estrechas en las cercanías de las dos paredes para un mejor conocimiento de las capas límite tanto térmica como de velocidades. En total se emplean 50 celdas con una razón de gradación simétrica (grading ratio) de 1.2.

La siguiente figura ilustra la malla computacional utilizada para esta geometría.



Grid

Jan 17, 2008
FLUENT 6.2 (2d, segregated, S-A)

Figura 3. 27: Malla computacional para 30 centímetros de ancho de canal

Turbulencia

En las condiciones de contorno hay que establecer las especificaciones del método de turbulencia en la entrada y en la salida. El método de especificación de turbulencia (turbulence specification method) que se va a emplear es el de intensidad y longitud de escala (intensity and length scale).

Según Fluent User`s Guide [4], la intensidad de turbulencia se calcula según la ecuación 3.5. Para una profundidad del canal infinita, el diámetro hidráulico se calcula con la ecuación 3.8. En nuestro caso, $D_h = 2 \cdot 0.3 = 0.6m$. Mirando en los perfiles de velocidad experimentales, la velocidad media se puede aproximar a 0.12 m/s. Por lo tanto, el número de Reynolds tiene un valor de:

$$Re_{D_h} = \frac{1.038 \cdot 0.12 \cdot 0.6}{2.02 \times 10^{-5}} = 3700 \quad (3.13)$$

Ya podemos calcular la intensidad de turbulencia:

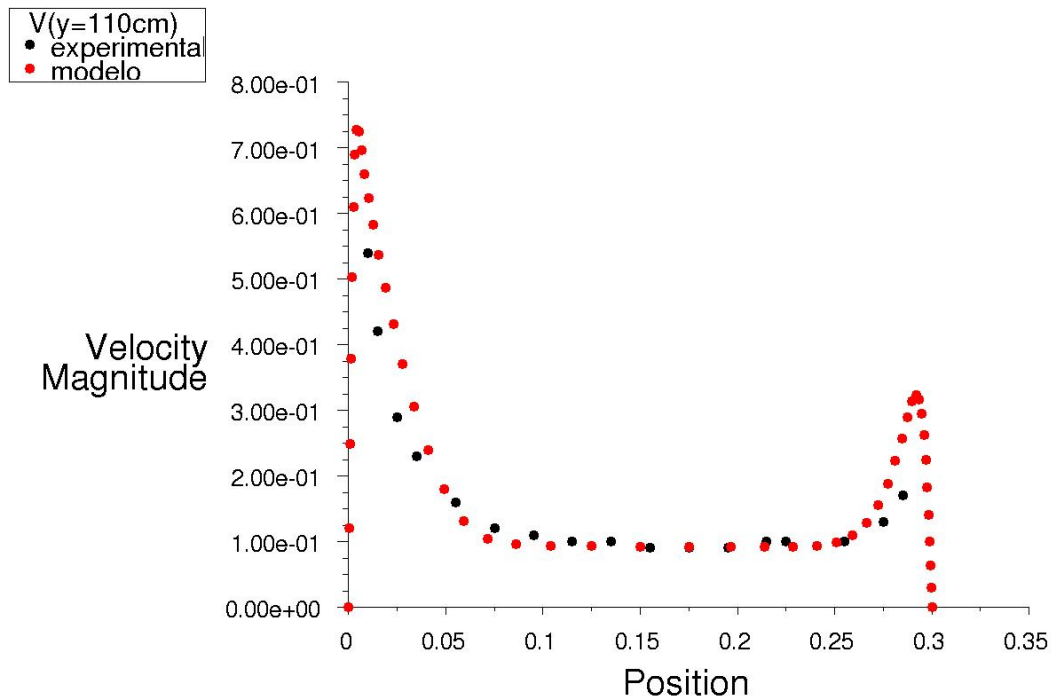
$$I = 0.16(3700)^{-1/8} = 0.0573 \quad (3.14)$$

En forma de tanto por ciento: $I = 5.7\%$. Curiosamente este valor coincide con todos los casos anteriores.

Una vez calculada la intensidad de turbulencia, falta por determinar la longitud de escala turbulenta, l . Según la guía de usuario de Fluent [4], se obtiene multiplicando por 0.07 la dimensión característica, en nuestro caso el ancho del canal. Por tanto, $l = 0.07 \cdot 0.3 = 0.021m$. Este valor sí varía con respecto a los casos anteriores.

Postproceso

A continuación se comparan los resultados del modelo computacional con los experimentales.



Velocity Magnitude

Jan 17, 2008
 FLUENT 6.2 (2d, segregated, S-A)

Figura 3. 28: Perfiles de velocidad en $y = 110\text{cm}$ ($d=30\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

La distribución de velocidades sigue adaptándose de forma aceptable a los datos experimentales. El flujo másico también entra dentro de lo aceptable.

	experimental	modelo
$m \text{ (kg/s}\cdot\text{m)}$	0,0431	0,0506

Tabla 3. 8: Flujos másicos de aire ($d=30\text{cm}$, $q''=400\text{W/m}^2$)

Capítulo 4

Energía solar

La chimenea solar sólo funciona correctamente cuando existe radiación solar. En este capítulo se recuerdan las nociones básicas de energía solar. Por último, se aportan datos de radiación solar en el municipio de Madrid.

Nociones

El Sol, con 7×10^5 kilómetros de diámetro, se comporta como un enorme reactor de fusión nuclear. Allí tiene lugar la siguiente reacción química:



Esto quiere decir que la unión de un átomo de deuterio (hidrógeno con 2 neutrones) con otro de tritio (hidrógeno con 3 neutrones), da lugar a: helio, un neutrón y, lo que es más importante, 17.6 millones de electrón-voltio de energía. Esta energía es irradiada en todas las direcciones del espacio. La potencia total del Sol es de 4×10^{25} kW.

Mientras haya deuterio y tritio en el Sol, éste no parará de emitir energía. Según los expertos esto será así durante más de 5000 millones de años, que es, además, el tiempo que se calcula que tiene.

Como vimos en el capítulo 2, la radiación electromagnética emitida por el Sol abarca las longitudes de onda que van desde 0.3 a 3 micras. Además de la luz visible (0.4 a 0.7 micras), el sol emite una pequeña parte de ultravioleta y los infrarrojos de onda corta.

Dada la lejanía a la que se encuentra el Sol de la Tierra (150×10^6 kilómetros), es razonable suponer que las ondas llegan paralelas entre sí. Se conoce el valor de la potencia que llega hasta nuestro planeta por unidad de área perpendicular a la radiación. Dicho valor es de 1367 W/m^2 y se conoce como *constante solar*.

Puesto que la Tierra describe una órbita elíptica alrededor del Sol, situado en uno de los focos de la elipse, la distancia entre ambos no es constante. Por consiguiente, la *constante solar* tampoco lo es. El valor exacto está dado por la siguiente expresión:

$$C = 1367 \cdot [1 + 0.033 \cdot \cos(0.973 \cdot N)] \quad (4.2)$$

siendo N el número del día, empezando a contar a partir del 1 de enero. La siguiente gráfica ilustra el valor de la *constante solar* a lo largo del año.

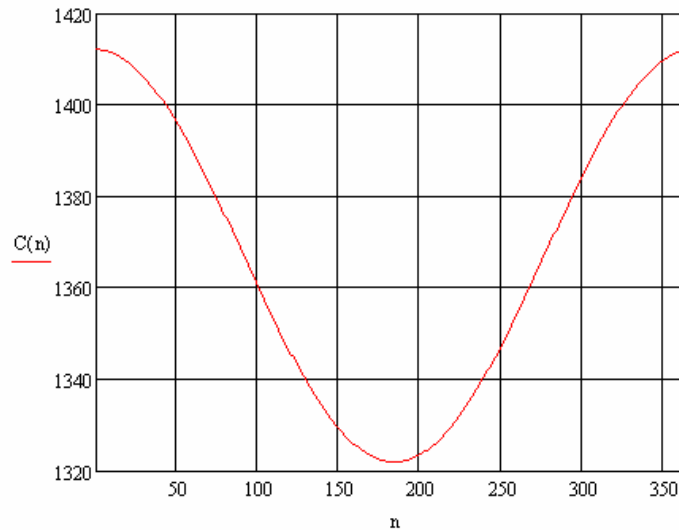


Figura 4. 1: Valor de la constante solar a lo largo del año

Pero la constante solar se refiere a la luz que llega antes de atravesar la atmósfera (radiación extraterrestre). Una vez que entra en la atmósfera, parte de la radiación solar es absorbida por el aire. Otra parte puede ser reflejada hacia fuera por las nubes, en caso de que las haya. A efectos prácticos la máxima radiación que se mide en la superficie terrestre no suele superar los 1000 W/m² para un día claro y con atmósfera limpia.

Además de lo dicho anteriormente, en la atmósfera la luz solar se ve sometida a dispersiones que provocan un cambio en la dirección. La luz que llega a la superficie de la Tierra tras varios cambios de dirección se conoce como radiación difusa, frente a la radiación directa que no se ha visto dispersada en su recorrido a través de la atmósfera. Cuanto más nublado sea el día, mayor será la radiación difusa.

Para medir la intensidad de radiación solar global, directa más difusa, se recurre al piranómetro. Este instrumento también es capaz de medir sólo la radiación difusa, haciendo uso de una banda de sombra que intercepte la radiación directa.

La radiación solar no suele incidir perpendicularmente a la superficie receptora, sino que lo suele hacer con un cierto ángulo. De esta forma, la radiación solar directa que incide sobre una superficie cuya normal está inclinada un cierto ángulo, α , respecto a la dirección de los rayos solares es:

$$I_d' = I_d \cdot \cos \alpha \quad (4.3)$$

Y para la radiación difusa:

$$I_f' = I_f \cdot \frac{(1 + \cos \alpha)}{2} \quad (4.4)$$

Para indicar la posición del Sol respecto a la Tierra se hace uso de las coordenadas solares: azimut, A, y altura solar, h. En la siguiente figura se ilustra gráficamente su significado.

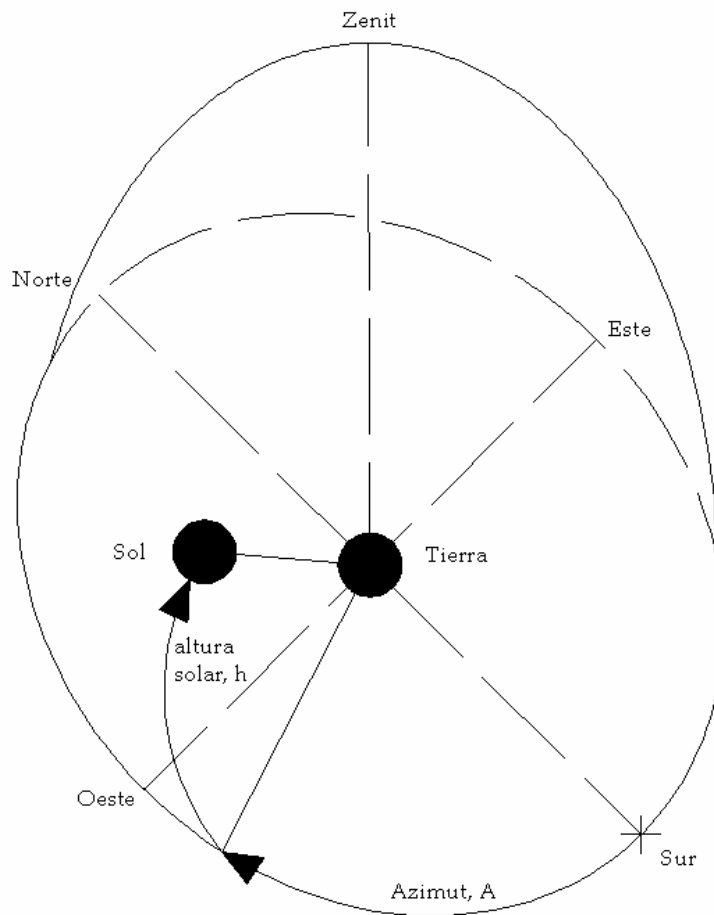


Figura 4. 2: Coordenadas solares

El azimut es el ángulo girado por el Sol respecto a la orientación sur. Se toma positivo hacia el sentido oeste y negativo hacia el este. Mientras que la altura solar es el ángulo que forman los rayos solares con el plano horizontal. Su valor máximo posible es de 90° (zenit), aunque en latitudes como la nuestra el Sol no llega nunca al zenit.

La declinación, δ , es el ángulo que forman los rayos del Sol con el plano que contiene al ecuador. Se calcula según la siguiente expresión:

$$\delta = 23.45 \cdot \text{sen}\left(360 \cdot \frac{284 + N}{365}\right) \quad (4.5)$$

Su valor fluctúa entre -23.45° el 21 de diciembre (solsticio de invierno) y 23.45° el 21 de junio (solsticio de verano). Su valor es nulo para el 21 de septiembre y el 21 de marzo (equinoccios de otoño y primavera, respectivamente).

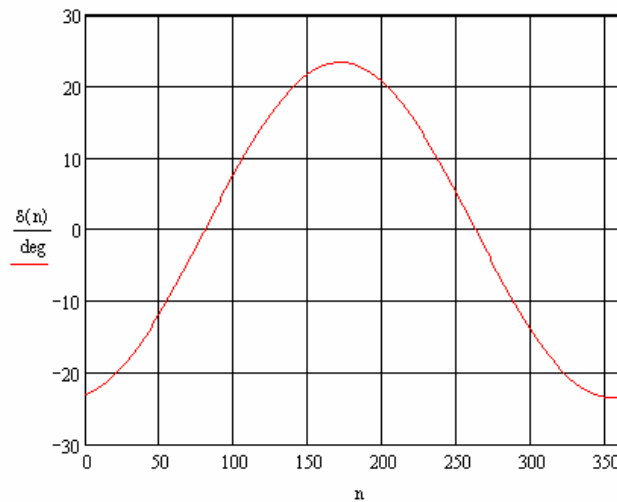


Figura 4. 3: Valor de la declinación a lo largo del año

La declinación, además de ser la causante de las estaciones, también es responsable de que la trayectoria solar vaya cambiando continuamente de forma anual.

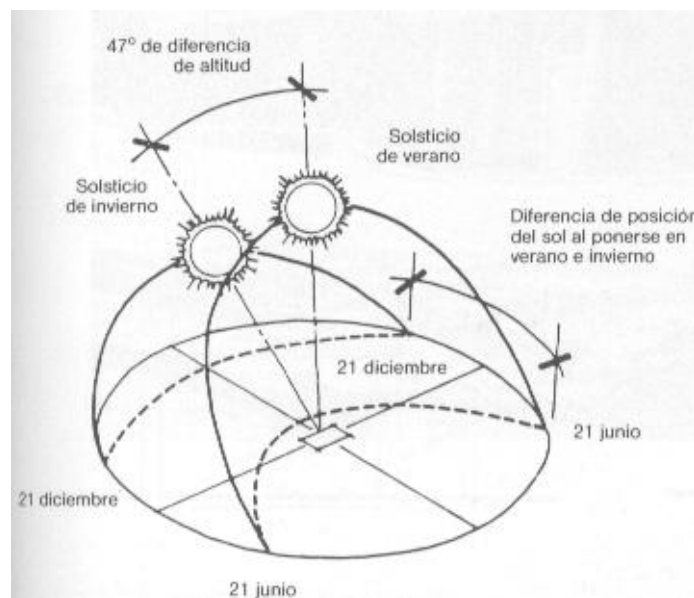


Figura 4. 4: Trayectoria solar en los solsticios de invierno y verano

Datos solares de Madrid

En esta sección se recogen los datos solares de Madrid que son necesarios para el diseño de cualquier dispositivo solar, incluida la chimenea solar. Los datos aquí recogidos están tomados de la base de datos de Censolar [7].

Madrid se encuentra a 40.4° de latitud norte y 3.7° de longitud oeste. Este último no es un dato relevante, como tampoco lo es la altura sobre el nivel del mar, 667 metros. Para obtener datos precisos lo más importante es conocer la latitud del lugar.

A continuación se recogen los datos de azimut y altura solar en la ciudad de Madrid. Estos datos están tomados respecto a la diferencia horaria con el mediodía solar (12 hora solar). Recordar que en España la hora oficial está adelantada, respecto a la solar, una hora en el período invernal y dos en el veraniego.

		0 horas	1 hora	2 horas	3 horas	4 horas	5 horas	6 horas	7 horas
Enero	A	0	16	30	43	55			
	h	29	27	23	16	7			
Febrero	A	0	18	34	48	60	71		
	h	37	35	30	23	13	3		
Marzo	A	0	22	40	55	68	78		
	h	48	45	40	31	21	10		
Abril	A	0	28	50	65	78	88	97	
	h	60	57	50	40	29	18	6	
Mayo	A	0	36	59	75	86	96	105	114
	h	69	65	57	46	35	23	12	1
Junio	A	0	41	65	80	91	100	108	117
	h	73	69	60	49	37	26	15	4
Julio	A	0	39	63	78	89	98	107	116
	h	72	68	59	48	36	25	14	3
Agosto	A	0	31	54	70	82	92	101	
	h	64	61	53	43	32	20	9	
Septiembre	A	0	24	44	59	72	82	92	
	h	53	50	44	35	24	13	2	
Octubre	A	0	19	36	51	63	73		
	h	41	39	34	26	16	6		
Noviembre	A	0	16	32	45	56			
	h	31	30	25	18	9			
Diciembre	A	0	15	29	42	53			
	h	27	25	21	14	6			

Tabla 4. 1: Azimuts y alturas solares mensuales en Madrid

La intensidad de radiación solar, I_h , se da para radiación sobre un plano horizontal. Para obtener la radiación sobre una superficie inclinada es necesario multiplicar aquella por un factor de corrección, k , que es función de la latitud y del ángulo de inclinación.

En nuestro caso la chimenea solar se encuentra inclinada 90° sobre la horizontal, es decir, es perpendicular al suelo, pues es un paramento vertical. Para obtener el valor adecuado dada la latitud (40.4°) se interpola en las tablas de Censolar [7].

En la siguiente tabla se indican los valores de: la intensidad de radiación sobre una superficie horizontal, el factor de corrección para una inclinación de 90° y el producto de ambos para todos los meses.

	I_h (W/m ²)	$k(90^\circ)$	I (W/m ²)
Enero	220	1,152	253
Febrero	307	0,962	295
Marzo	394	0,734	289
Abril	516	0,508	262
Mayo	574	0,35	201
Junio	645	0,298	192
Julio	714	0,348	248
Agosto	636	0,508	323
Septiembre	491	0,768	377
Octubre	330	1,078	356
Noviembre	245	1,302	319
Diciembre	206	1,302	268

Tabla 4. 2: Intensidades de radiación solar mensuales sobre superficie horizontal e inclinada 90°

En nuestro modelo computacional partimos, sin embargo, del flujo de calor emitido por la placa absorbedora. Para obtenerlo será necesario, en primer lugar, multiplicar la irradiación por la transmisividad del vidrio y, de esta manera conocer, cuánta radiación llega hasta la placa absorbedora. El valor de la transmisividad, τ , de un vidrio bajo en óxido de hierro de 3.2 milímetros de espesor es de 0.88.

La placa absorbedora se comporta como un material opaco ($\tau = 0$) en el que únicamente hay reflexión y absorción. Si tomamos la placa como una superficie gris en la que la absorptividad es igual a la emisividad, la suma de la reflectividad (ρ) y la absorptividad (α) deben ser la unidad.

Por tanto, concluimos que el flujo de calor emitido por la placa absorbedora es igual al producto de la irradiación sobre una superficie vertical y la transmisividad del vidrio (0.88). En esta última tabla se representan los valores del flujo de calor para cada uno de los meses.

	I (W/m ²)	τ	q'' (W/m ²)
Enero	253	0,88	223
Febrero	295	0,88	260
Marzo	289	0,88	254
Abril	262	0,88	231
Mayo	201	0,88	177
Junio	192	0,88	169
Julio	248	0,88	219
Agosto	323	0,88	284
Septiembre	377	0,88	332
Octubre	356	0,88	313
Noviembre	319	0,88	281
Diciembre	268	0,88	236

Tabla 4. 3: Flujos de calor mensuales emitidos por la placa absorbedora

De cara al dimensionado de las chimeneas solares se tomará el valor mínimo de entre los meses en los que la aplicación se desarrolle. Para ventilación se puede tomar el mínimo anual $q'' = 169$ W/m², pues ésta es una aplicación interanual. Para refrigeración habría que tomarse también ese valor pues se da en junio. Para calefacción el mínimo dentro del período de invierno se da en enero $q'' = 223$ W/m².

Capítulo 5

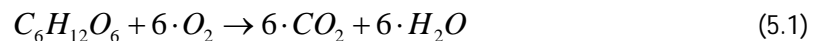
Aplicación general: ventilación

En este capítulo se estudia en detalle la chimenea solar para la aplicación de ventilación. Con el modelo computacional validado en el capítulo 3 se realizan simulaciones para 25 distintas geometrías de chimenea solar. Se analiza el flujo másico que se obtiene en cada caso. Por último se realizan tres ejemplos de dimensionado de chimeneas solares para ventilación de espacios.

La ventilación

El objetivo de la ventilación es la renovación del aire de un lugar para mantener unas buenas condiciones de bienestar e higiénicas. Si no se ventilasen los espacios interiores ocupados, se producirían condiciones de incomfortabilidad e insalubridad debidas a las altas concentraciones de CO₂ y los olores. La poca ventilación de un local puede provocar lo que se ha dado en llamar *síndrome del edificio enfermo*, que afecta a sus ocupantes.

En la respiración de los seres humanos se produce esta reacción química:



es decir, la combinación de carbohidratos con el oxígeno inspirado da lugar al dióxido de carbono y el vapor de agua que expiramos. El CO₂ es perjudicial en altas concentraciones. Se considera aire viciado a aquel que contiene una concentración de dióxido de carbono en el aire superior al 0.15% en volumen.

Pero los beneficios de la ventilación de los espacios no sólo consisten en aportar oxígeno para la respiración y eliminar olores. Otras veces no es la ocupación de personas la que propicia la ventilación sino otros factores como:

- Eliminar humos de la combustión
- Renovar el aire en caso de fuga de gases tóxicos
- Eliminar el aire sobrecalentado
- Evitar condensaciones superficiales en las paredes

Así pues las aplicaciones de la ventilación son muchas y muy variadas. Aquí se citan algunas:

- Ventilación de gimnasios en los que se realiza una fuerte actividad física
- Ventilación de oficinas y espacios de trabajo
- Ventilación de las viviendas
- Ventilación de edificios con gran ocupación (centros comerciales, auditorios...)
- Ventilación de cocinas
- Ventilación de garajes

- Ventilación de salas en las que se produce combustión (calderas, hornos...)
- Ventilación de lugares en los que hay gases tóxicos como cuartos de climatización

Ventilación de espacios ocupados por personas

Las necesidades de ventilación de espacios habitables es función de la cantidad de personas y de la actividad que desarrollan. Según Neila [6], el caudal de ventilación necesario por persona expresado en litros por segundo y persona se calcula con la siguiente expresión:

$$\dot{V} = \frac{C(CO_2)}{C_{adm}(CO_2)_{int} - C_{adm}(CO_2)_{ext}} \cdot 100 \left[\frac{l}{s \cdot persona} \right] \quad (5.2)$$

siendo:

- la concentración de CO₂ admisible para un ambiente interior, $C_{adm}(CO_2)_{int} = 0.1\%$
- la concentración de CO₂ admisible para un ambiente exterior, $C_{adm}(CO_2)_{ext} = 0.03\%$
- la concentración de CO₂, $C(CO_2) = 0.0042 \cdot M$, donde M es la velocidad del metabolismo en met.

En la siguiente tabla se aportan datos de la velocidad del metabolismo para distintas actividades.

Actividad		Velocidad del metabolismo	
		M (met)	(W)
Nula	Metabolismo basal	0.65 – 0.79	65 – 79
Mínima	Descansando	1.15	115
Baja	Actividad manual sentado. Ligeros desplazamientos (<1 m/s)	1.8	180
Media	Trabajos con brazos y piernas. Desplazamientos a velocidad moderada (1 – 1.5 m/s)	2.95	295
Alta	Trabajos intensos. Desplazamientos rápidos (1.5 – 2 m/s)	4.15	415
Muy alta	Trabajos muy intensos. Desplazamiento corriendo (> 2 m/s)	5.2	520

Tabla 5. 1: Velocidad del metabolismo para distintas actividades

Por ejemplo, para una actividad muy intensa como correr (5.2 met), el caudal de ventilación necesario por persona es de:

$$\dot{V} = \frac{0.0042 \cdot 5.2}{0.1 - 0.03} \cdot 100 = 31.2 \frac{l}{s \cdot persona} \quad (5.3)$$

Según la normativa de otros países, los caudales de ventilación requeridos en viviendas se dan en la siguiente tabla.

País	Total vivienda	Cocina (m³/h)	Baño (m³/h)
Alemania	0.45 – 0.9 renovaciones/hora	40 - 200	20 – 30
Bélgica	150 m³/h	25 - 150	25 – 75
Dinamarca	0.5 renovaciones/hora	54 - 72	54
Finlandia	0.5 renovaciones/hora	72 - 180	54
Suecia	0.5 renovaciones/hora	36	36 - 108

Tabla 5. 2: Caudales de ventilación en viviendas según normativas foráneas

La chimenea solar para ventilación

La chimenea solar puede adoptar distintas arquitecturas para la función de ventilación. Aquí nos vamos a centrar en una en particular. Aquella en la que el flujo de aire entra vertical y sale también vertical.

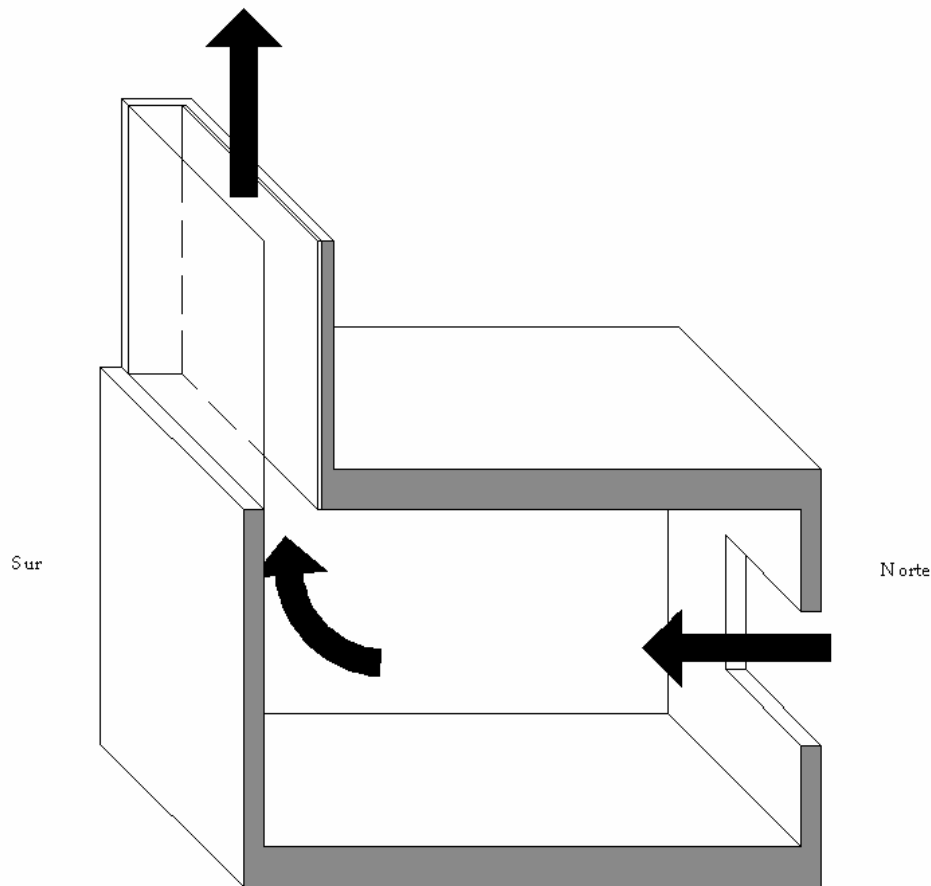


Figura 5. 1: Chimenea solar por encima del techo

En esta configuración la chimenea solar propiamente dicha se sitúan por encima del techo del local. Evidentemente, tiene que estar orientada al sur para recibir la mayor cantidad de radiación solar.

El aire entra en la habitación por una ventana o rendija de tamaño adecuado. Esta abertura, no necesariamente tiene que estar en la fachada norte, también lo puede estar en las fachadas este y oeste. De todas formas, conviene que esté en la norte para que el flujo de aire en la sala que va desde la ventana a la entrada en la chimenea solar sea lo más cruzado posible.

Otra configuración semejante a esta, es aquella en la que la chimenea sigue estando a una altura superior a la del techo, pero se encuentra inclinada un cierto ángulo. De esta manera, se

persigue que los rayos solares incidan lo más perpendicularmente posible a la placa a lo largo del año.

La inclinación de la chimenea para la que la luz solar incide perpendicularmente a ella obedece a la siguiente fórmula:

$$\alpha = \phi - \delta \quad (5.4)$$

siendo, Φ la latitud del lugar y δ la declinación. Esta declinación no es constante a lo largo de todo año, sino que va variando día a día, como se vio en el capítulo anterior. De modo que habría que estar cambiando la inclinación de la chimenea cada día para obtener la máxima radiación, lo cual no es factible.

En realidad con una inclinación de la chimenea aproximada a la de la latitud del lugar, se obtienen mejores resultados. Es decir, el flujo de aire que atraviesa la chimenea es mayor. Sin embargo aquí sólo se va a estudiar la configuración de chimenea vertical.

Otra arquitectura posible para la chimenea solar es la que aparece dibujada en la siguiente figura.

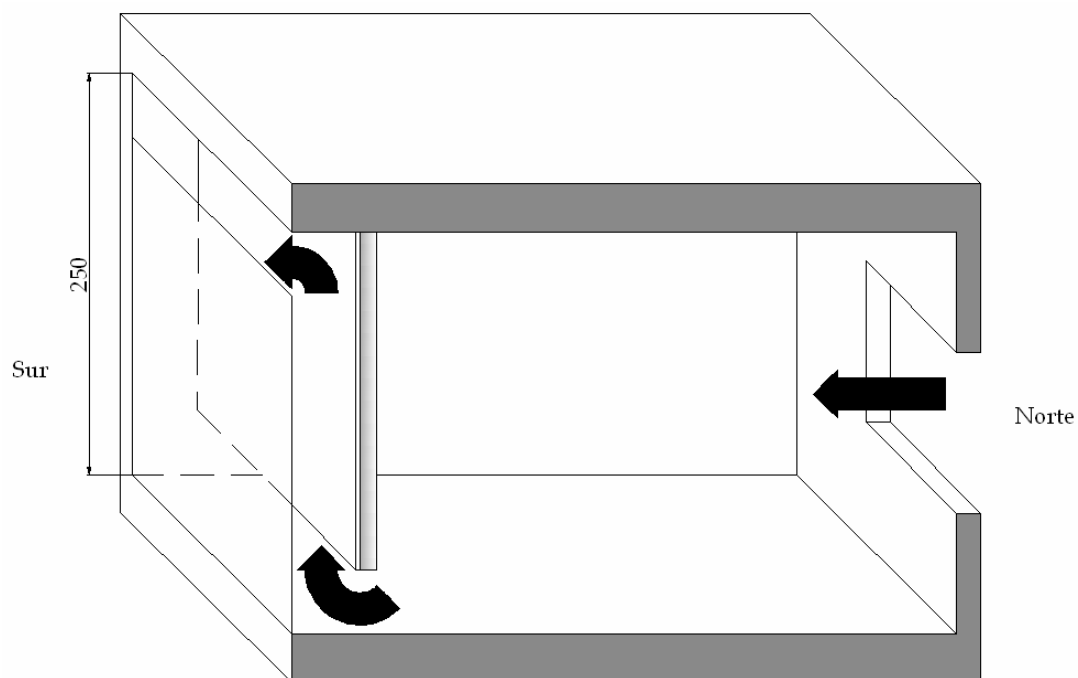


Figura 5. 2: Chimenea solar integrada en la fachada

En esta configuración la chimenea solar, orientada al sur, se encuentra integrada en la fachada. O sea, su altura corresponde a la altura de suelo a techo.

Con esta arquitectura el flujo de aire entrante en la chimenea lo hace en horizontal, de igual forma que el flujo saliente al exterior.

Cuando no existe radiación solar o ésta es demasiado baja (día nublado), la chimenea no es capaz de extraer aire del interior. Para que esto no ocurra se puede recurrir a la ventilación forzada complementaria. Por ejemplo, con ventiladores situados en la entrada de la chimenea solar. Otra posibilidad es calentar la placa eléctricamente, supliendo de esta forma a la radiación solar ausente.

Simulaciones numéricas

Mallado

En primer lugar se han creado mallas para las siguientes dimensiones de la chimenea solar:

- ancho del canal, d: 10, 20, 30, 40 y 50 centímetros
- altura de la chimenea, h: 1, 1.5, 2, 2.5 y 3 metros

En la tabla 5.3 viene el número de las celdas en vertical para las diferentes alturas.

h (m)	1	1,5	2	2,5	3
Celdas en vertical	40	60	80	100	120

Tabla 5. 3: Número de celdas en vertical

En esta otra tabla se indica el número de celdas en horizontal para los diferentes anchos del canal, así como el *grading ratio* simétrico empleado para poder resolver con exactitud las capas límite.

d (cm)	10	20	30	40	50
Celdas en horizontal	20	40	60	80	100
Grading ratio	1,2	1,2	1,15	1,15	1,1

Tabla 5. 4: Número de celdas en horizontal y *grading ratio*

En total se han creado 25 mallas para las 25 simulaciones posibles.

Preproceso

A la hora de realizar las simulaciones se han empleado los parámetros del modelo computacional validado en el capítulo 3. Así que se emplea el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras y el modelo de radiación Discrete Ordinates (S-A+DO). Las iteraciones de flujo por iteración de radiación se mantienen en 10.

Las condiciones de operación y condiciones de contorno son las mismas que se emplearon para dicho modelo.

El flujo de calor proveniente de la placa absorbidora varía a lo largo del año, como vimos en el capítulo anterior. Cuando se va a dimensionar la chimenea solar, ésta debe ser válida para todos

los meses del año. Se toma pues el flujo de calor más desfavorable, es decir, el menor de todos los que se dan en el año. Como se puede ver en la tabla 4.3, este valor se da en junio y es:

$$q'' = 169 \frac{W}{m^2}$$

Las propiedades del aire se toman a la temperatura de 325K, pues se esperan temperaturas máximas menores que en el modelo computacional validado, donde $q'' = 400 \text{ W/m}^2$. La temperatura del aire a la entrada de la chimenea se ha establecido en 300K.

En cuanto a los parámetros de turbulencia la longitud de escala sigue siendo $l = 0.07d$, con d ancho del canal. Para la intensidad de turbulencia se toma un valor moderado del 5%, acorde con el que se tenía en el modelo experimental. La guía de usuario de Fluent [4] dice que un valor menor del 1% se considera bajo, mientras que mayor del 10%, alto. Después de cada simulación se calculará el número de Rayleigh para comprobar que efectivamente los flujos son turbulentos.

La emisividad del vidrio sigue siendo $\varepsilon_v = 0.9$. Mientras que la placa absorbidora va a estar recubierta de una pintura negra con una alta emisividad, $\varepsilon_p = 0.98$ según Incropera [1].

En Solve > Controls > Solution se activan las ecuaciones de flujo, viscosidad turbulenta, energía y DO. Se mantienen los valores por defecto de Under-Relaxation Factors. Las condiciones de discretización son:

- Body force weighted para pressure
- Second order upwind para: momentum, modified turbulent viscosity, energy y discrete ordinates

Para una convergencia más rápida se inicializa la velocidad vertical con 0.1 m/s.

Postproceso

Se resolvieron las 25 simulaciones en el número de iteraciones que indica la tabla.

		Ancho del canal, d (cm)				
		10	20	30	40	50
Altura, h (m)	1	880	1150	1522	no converge tras 4000	2380
	1,5	850	1180	1570	no converge tras 4000	no converge tras 4000
	2	590	1210	1600	no converge tras 4000	3130
	2,5	830	1210	1620	no converge tras 4000	2500
	3	810	1240	1630	no converge tras 4000	2580

Tabla 5. 5: Número de iteraciones

Obviamente, cuanto mayor es el tamaño de la malla, mayor es el número de iteraciones necesarias para resolver las ecuaciones.

Para los cinco casos de ancho del canal 40 centímetros y el caso: d = 50 cm, h = 1.5 m; no se llegó a una solución convergente tras 4000 iteraciones. Lo cual no invalida los resultados obtenidos en ellos.

Si se analizan los residuos para cada uno de estos casos, se observa que no se llega a la convergencia porque la función de radiación (DO-intensity) supera por muy poco el criterio de convergencia de 10^{-6} . En la siguiente figura se puede comprobar este aspecto para el caso de: d = 40 centímetros, h = 2 metros. En los otros cinco casos la gráfica de residuos es del mismo estilo.

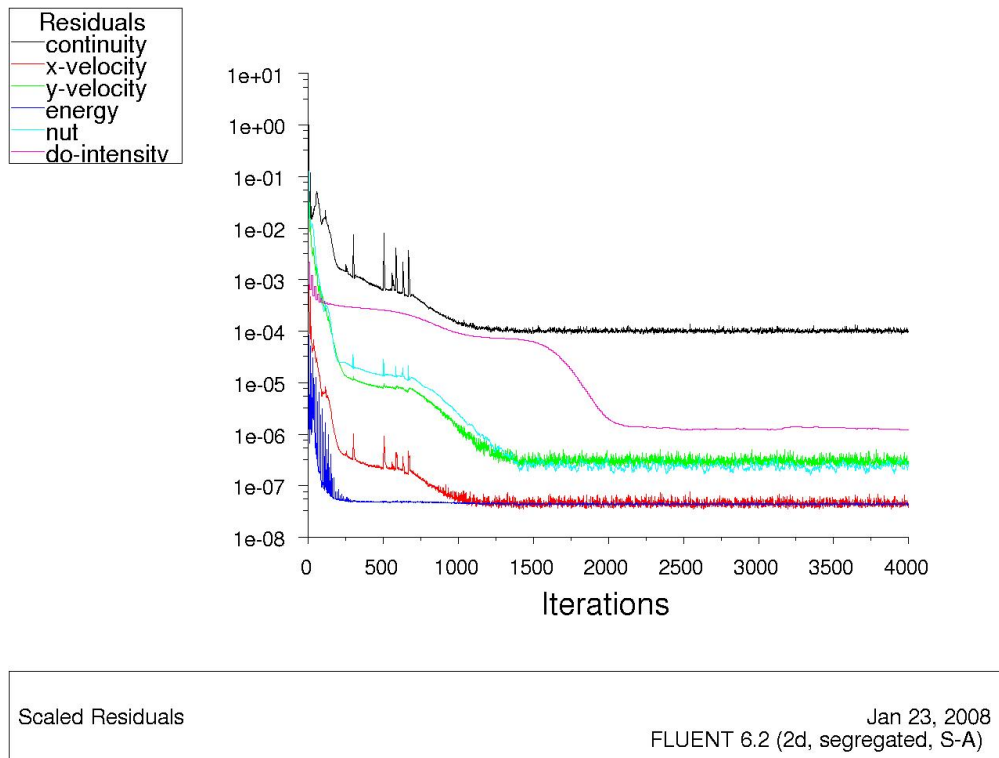


Figura 5. 3: Residuos en el caso $d = 40\text{cm}$, $h = 2\text{m}$

Como se dijo anteriormente, se ha empleado un modelo de turbulencia (Spallart-Allmaras) aunque a priori no se conoce si el flujo es turbulento en los 25 casos. Para ello es necesario calcular el número de Rayleigh:

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) L^3}{\nu \alpha} \quad (5.5)$$

Las propiedades del aire se han tomado a la temperatura de 325K. Para evaluar el número de Rayleigh se ha tenido que obtener la temperatura máxima de la placa absorbadora, T_p . En la siguiente tabla se pueden consultar su valor para cada caso.

		Ancho del canal, d (cm)				
		10	20	30	40	50
Altura, h (m)	1	331	328	325	324	323
	1,5	325	331	329	326	325
	2	334	335	331	328	327
	2,5	337	335	333	331	329
	3	338	336	335	332	331

Tabla 5. 6: Temperatura máxima de la placa absorbadora, T_p

Comentar que la temperatura máxima en la placa es mayor cuanto mayor es la altura de la chimenea. Se observa, además, que la temperatura máxima se sitúa en torno a los 330K, luego las propiedades del aire se debieron haber tomado a una temperatura de unos 315K, en lugar de los 325K. De todas formas el error cometido por esto se puede suponer pequeño.

Con el dato de la temperatura máxima de la placa, ya se puede conocer el número de Rayleigh.

		Ancho del canal, d (cm)				
		10	20	30	40	50
Altura, h (m)	1	1,82E+09	1,64E+09	1,47E+09	1,41E+09	1,35E+09
	1,5	4,95E+09	6,14E+09	5,74E+09	5,15E+09	4,95E+09
	2	1,60E+10	1,64E+10	1,45E+10	1,31E+10	1,27E+10
	2,5	3,39E+10	3,21E+10	3,02E+10	2,84E+10	2,66E+10
	3	6,02E+10	5,70E+10	5,54E+10	5,07E+10	4,91E+10

Tabla 5. 7: Número de Rayleigh

Se observa que Ra es mayor de 10^9 en todos los casos, así que el modelo de turbulencia está bien empleado.

Flujo másico de aire

En lo relativo a la ventilación, el parámetro más importante es el caudal de aire que es capaz de extraer la chimenea solar. En la siguiente tabla aparecen los valores de flujo másico de aire a través de la chimenea en kilogramos por segundo y metro de profundidad.

		Ancho del canal, d (cm)				
		10	20	30	40	50
Altura, h (m)	1	0,0214	0,0226	0,0217	0,0201	0,0191
	1,5	0,0321	0,0389	0,0399	0,0396	0,0383
	2	0,0416	0,0552	0,0597	0,0607	0,0606
	2,5	0,0504	0,0706	0,0796	0,0833	0,084
	3	0,0585	0,0851	0,0988	0,1058	0,1086

Tabla 5. 8: Flujos másicos de aire en $\text{kg/s}\cdot\text{m}$

Las casillas sombreadas indican que existe una zona en la salida donde el flujo es a contracorriente. Las configuraciones para las que ocurre esto no son aptas para el diseño de una chimenea solar para ventilación.

En la figura 5.4 se representan de forma gráfica los flujos máscos de aire en función de cada una de las alturas propuestas.

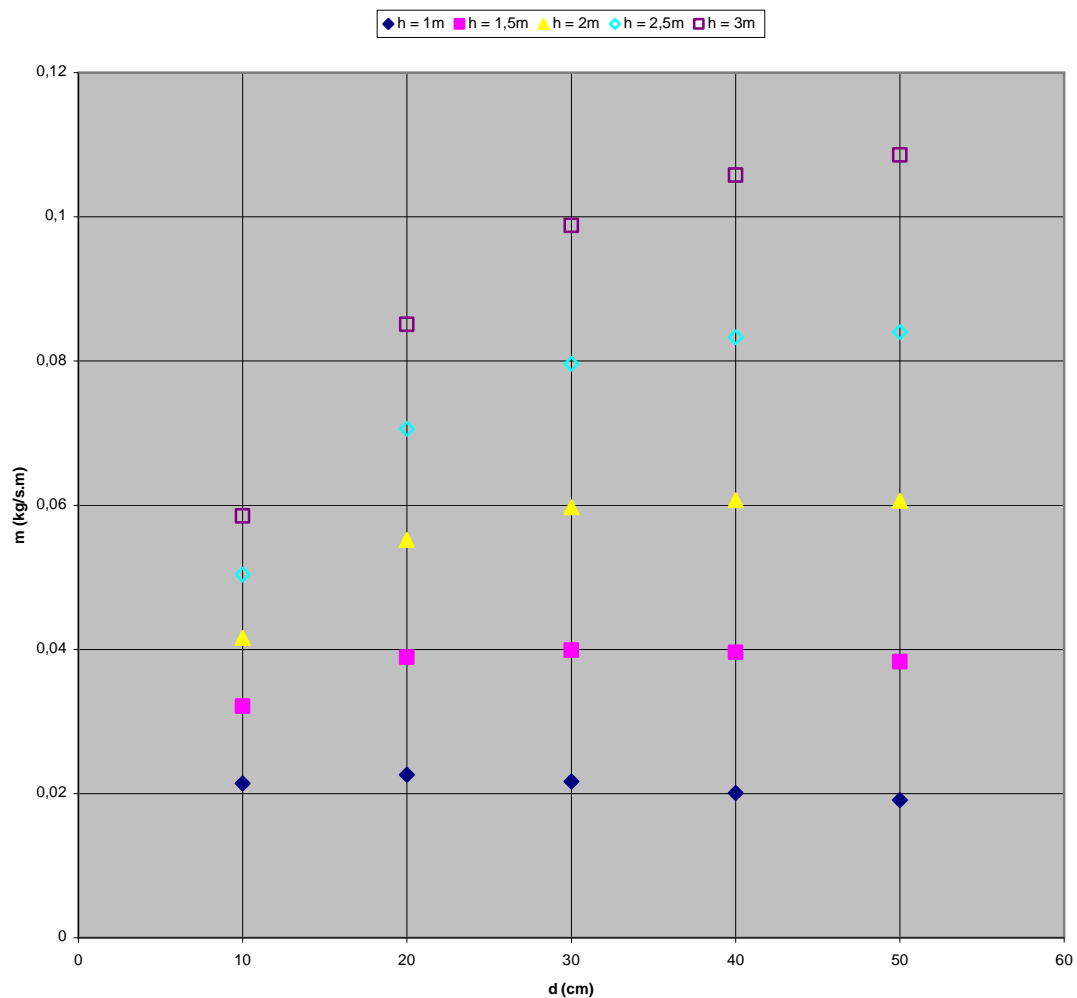


Figura 5. 4: Flujos máscos de aire en kg/s·m

En la gráfica se observa que a mayor altura de la chimenea solar, mayor es el flujo máscico para un ancho del canal dado.

Por otro lado, para una misma altura se observa que no siempre el flujo máscico máximo se tiene siempre para el mayor ancho de la cámara. Por ejemplo, para una altura de 1 metro, el mayor caudal se consigue con 20 centímetros de cámara ventilada. Por tanto existe para cada altura un ancho del canal para el cual el flujo máscico es máximo.

A título informativo, se representa el perfil de velocidades para $d = 20\text{cm}$ y $h = 1.5\text{m}$ a una altura de 1.1 metros desde la entrada.

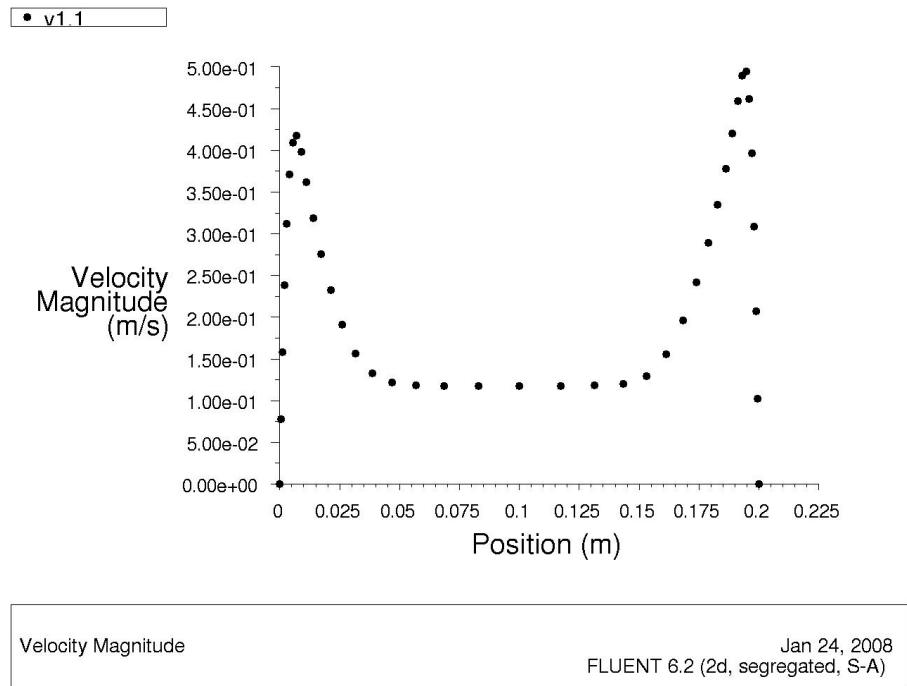


Figura 5. 5: Perfil de velocidades a una altura de 1.1 metros para $d = 20\text{cm}$ y $h = 1.5\text{m}$ ($q'' = 169\text{W/m}^2$)

Comparándolo con la distribución de velocidades que teníamos para las mismas dimensiones, aunque $q'' = 400\text{ W/m}^2$.

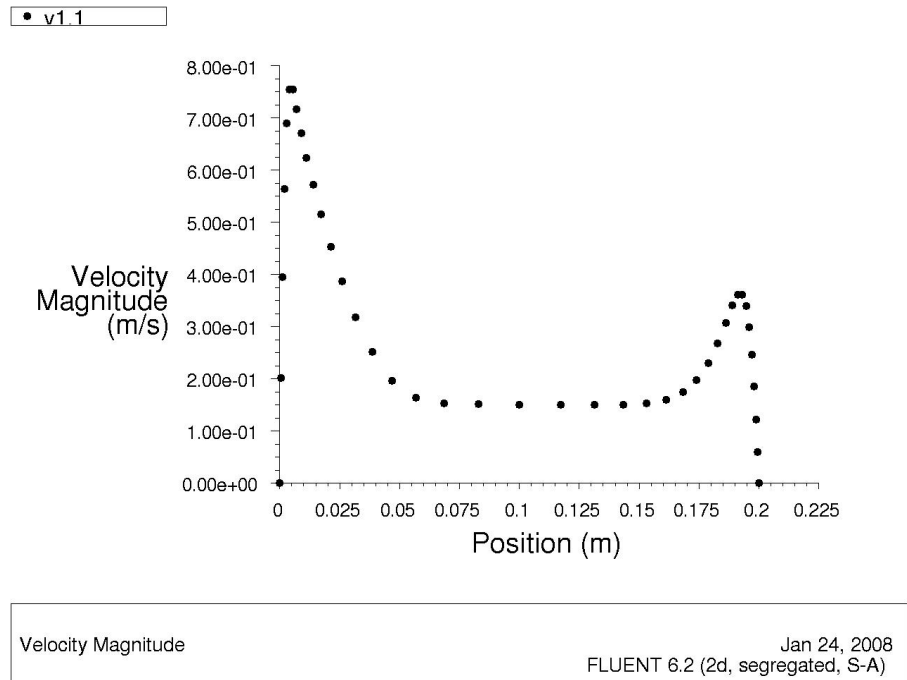


Figura 5. 6: Perfil de velocidades a una altura de 1.1 metros para $d = 20\text{cm}$ y $h = 1.5\text{m}$ ($q'' = 400\text{ W/m}^2$)

Es importante tener en cuenta que en la segunda gráfica la placa absorbidora se encuentra a la izquierda y el vidrio a la derecha, al revés que en la primera gráfica.

Aparte de que las velocidades son mayores en la segunda gráfica pues el flujo de calor es mayor, se observa que en la primera las velocidades en la capa límite del vidrio son casi las mismas que se tienen en la de la placa, a diferencia de lo que ocurre en la segunda gráfica. Esto se puede deber a que ahora la placa está pintada de negro y su emisividad es casi la unidad, así que llega mayor radiación desde la placa al vidrio. Al elevarse la temperatura de éste disminuye su densidad y, por tanto, aumenta su velocidad de flotación hacia arriba.

Dimensionado

A continuación se resuelven algunos ejemplos de dimensionado de una chimenea solar a partir de los datos obtenidos en las simulaciones numéricas.

Ejemplo 1: Cocina

Se va a dimensionar una cocina según la normativa alemana (tabla 5.2) que establece que la ventilación debe encontrarse entre 40 y 200 m³/h. Aquí se va a tomar el valor medio de 120 m³/h. Pasando a kilogramos por segundo, tomando la densidad del aire a 300K:

$$\dot{m} = 120 \frac{m^3}{h} \cdot 1.1614 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{h}{3600s} = 0.0387 \frac{kg}{s} \quad (5.6)$$

Analizando la tabla 5.8, se obtiene que el primer valor que supera este flujo másico es el de una chimenea de ancho 20 centímetros y altura 1.5 metros, la cual proporciona un flujo de 0.0389 kg/s·m. Puesto que este flujo se da por unidad de longitud de la chimenea, es suficiente con que ésta sea de 1 metro.

Ejemplo 2: Gimnasio

Vamos a suponer un gimnasio de 10 metros de fachada sur ocupado por 8 personas. Éstas realizan una fuerte actividad física, luego M = 5.2 met (tabla 5.1).

Para calcular el caudal de ventilación en litros por segundo se hace uso de la ecuación 5.2, obteniendo:

$$\dot{V} = \frac{0.0042 \cdot 5.2}{0.1 - 0.03} \cdot 100 \cdot 8 \text{ personas} = 249.6 \frac{l}{s} = 0.2496 \frac{m^3}{s} \quad (5.7)$$

Multiplicando por la densidad se obtiene el flujo másico:

$$\dot{m} = 0.2496 \frac{m^3}{s} \cdot 1.1614 \frac{kg}{m^3} = 0.29 \frac{kg}{s} \quad (5.8)$$

Como los flujos másicos calculados se dan por unidad de longitud, se divide este último valor por los 10 metros de longitud máxima posible, permitida por la arquitectura del gimnasio. Luego:

$$\dot{m} = \frac{0.29 \frac{kg}{s}}{10m} = 0.029 \frac{kg}{s \cdot m} \quad (5.9)$$

Analizando la tabla 5.8, se obtiene que el primer valor que supera este flujo másico es el de una chimenea de ancho 10 centímetros y altura 1.5 metros, la cual proporciona un flujo de 0.0321 kg/s·m.

Ejemplo 3: Aparcamiento subterráneo

Sea un garaje subterráneo como el de la figura, con 12 plazas y 24 metros de largo en el lado sur.

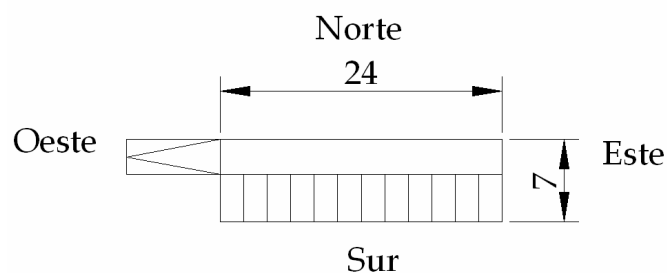


Figura 5. 7: Dimensiones del aparcamiento subterráneo

Según el Código Técnico de la Edificación [8], el caudal de aire de renovación debe ser de 120 litros por segundo y plaza. Luego para las 12 plazas:

$$\dot{V} = 120 \frac{l}{s \cdot plaza} \cdot 12 plazas = 1440 \frac{l}{s} = 1.44 \frac{m^3}{s} \quad (5.10)$$

En kilogramos por segundo: 1.67 kg/s. Si se emplea todo el lado sur para la disposición de la chimenea solar:

$$\dot{m} = \frac{1.67 \frac{kg}{s}}{24m} = 0.0696 \frac{kg}{s \cdot m} \quad (5.11)$$

Analizando la tabla 5.8, se obtiene que el primer valor que supera este flujo másico es el de una chimenea de ancho 20 centímetros y altura 2.5 metros, la cual proporciona un flujo de 0.0706 kg/s·m.

Si en los días nublados se hacen funcionar unos ventiladores situados en la base de la chimenea, se consigue un sistema híbrido que es capaz de funcionar todo el tiempo. Cuando el sol brille, el gasto de ventilación del aparcamiento será nulo.

Capítulo 6

Aplicación en condiciones de verano: refrigeración

En este capítulo se estudia la chimenea solar para refrigeración. En concreto se estudia la configuración para la que se encuentra integrada en la fachada sur del edificio. Se valora la sensación térmica que se obtiene con su empleo.

La chimenea solar para refrigeración

El fundamento en el que se basa la refrigeración mediante chimenea solar radica en el hecho de que el aire en movimiento reduce la sensación de calor. Esta sensación térmica se cuantifica en lo que se llama temperatura efectiva, frente a la temperatura de bulbo seco que no tiene en cuenta la velocidad del aire.

De acuerdo con Neila [6], la sensación de calor se reduce en 1°C por cada 0.2 m/s de velocidad del aire. Y es aquí donde entra la chimenea solar, que es capaz de mover el aire cuando incide la radiación solar sobre ella.

El límite en el que la velocidad del aire llega a ser incómodo se sitúa en $1.1 - 1.2\text{ m/s}$. Con lo cual se puede llegar hasta una temperatura efectiva 6°C menor que la temperatura seca del aire.

La chimenea solar puede adoptar distintas arquitecturas para la función de refrigeración. Aquí nos vamos a centrar en una en particular. Aquella en la que la chimenea solar se encuentra integrada en la fachada.

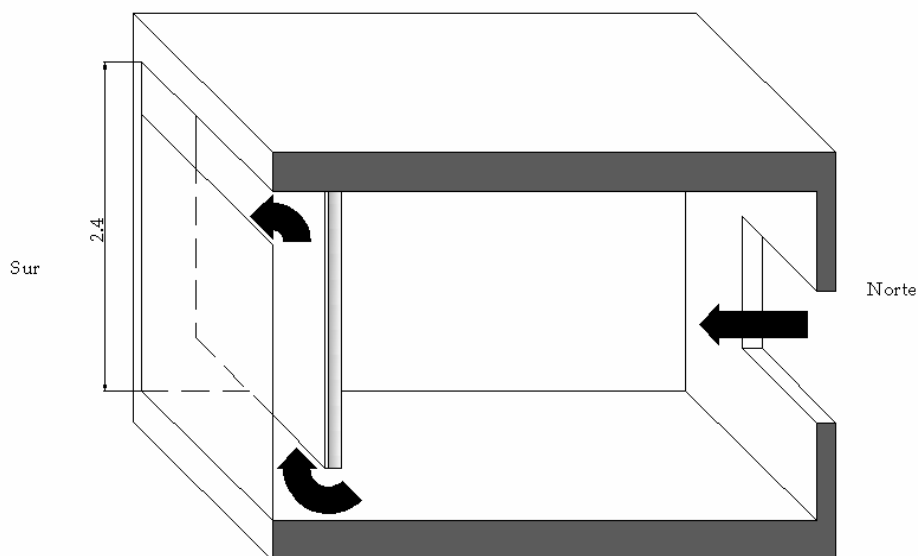


Figura 6. 1: Funcionamiento de la chimenea solar integrada en la fachada

Como se puede ver en la figura, el aire entra en la habitación por una ventana situada a media altura en la fachada norte, donde además la temperatura del aire es menor en las horas centrales del día al encontrarse en sombra. El aire en movimiento recorre la sala en diagonal para entrar en la chimenea y ascender verticalmente por ella, para terminar saliendo en horizontal al exterior. En realidad, el mecanismo por el que se rige la chimenea solar para refrigeración es el mismo que para ventilación.

Durante la noche también puede emplearse la chimenea solar para refrigeración si se mantienen abiertos los orificios. La placa oscura emite radiación hacia el cielo, provocando el enfriamiento de la misma. El aire se enfría por convección al entrar en contacto con ella; la densidad del aire aumenta y circula hacia abajo por la chimenea solar. El efecto neto es la entrada del aire frío de las noches de verano.

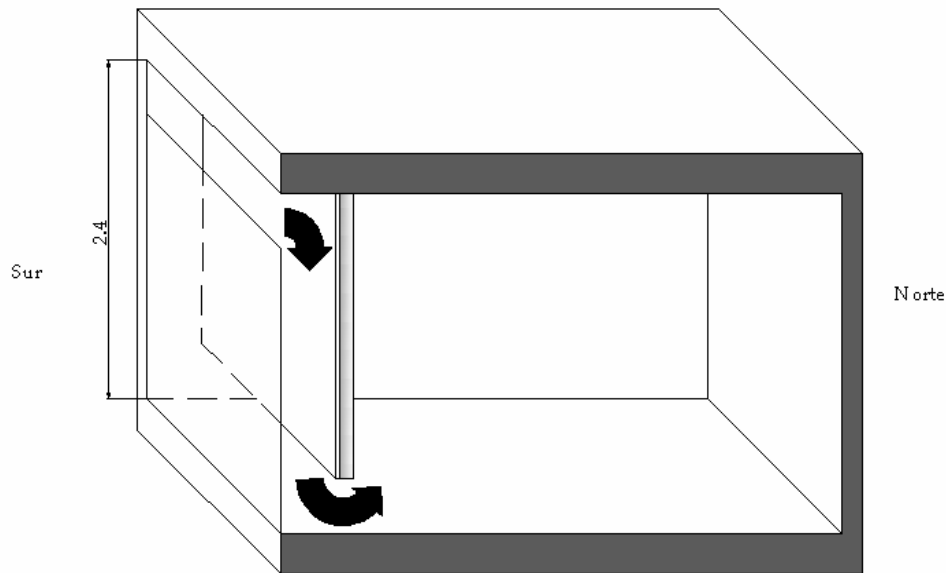


Figura 6. 2: Funcionamiento de la chimenea solar por la noche en verano

La chimenea solar se puede utilizar junto con otras técnicas de enfriamiento pasivo como, por ejemplo, el enfriamiento evaporativo en climas con veranos secos. De esta forma se aumenta la humedad a niveles de confort higrotérmico. Otra técnica, que se va a discutir ahora es la de enfriamiento mediante conductos enterrados.

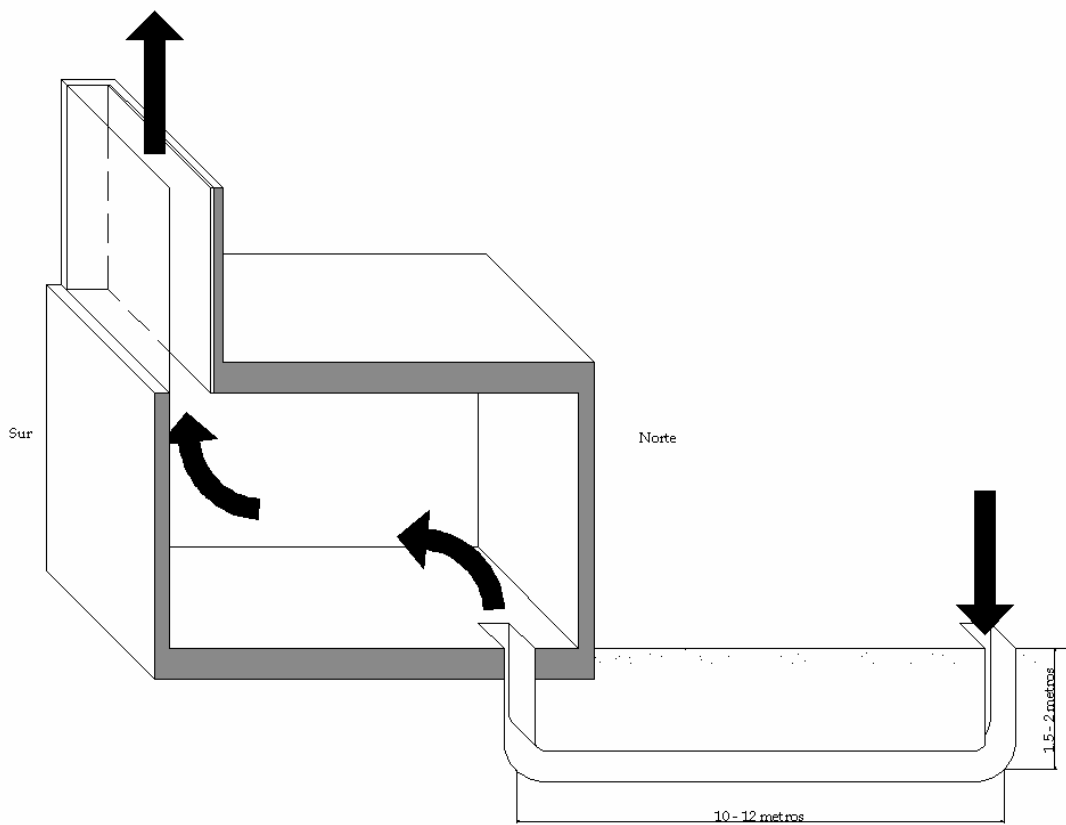


Figura 6. 3: Sistemas de enfriamiento del aire aprovechando la inercia del terreno

El terreno posee una gran inercia térmica por la cual la temperatura a una cierta profundidad se mantiene a una temperatura estable a lo largo del año. Según Neila [6], si se emplea un conducto de unos 10 metros a una profundidad de entre 1.5 y 2 metros se consigue en verano que la temperatura a la salida del conducto sea unos 5°C inferior a la de entrada. La chimenea solar se emplea aquí, de nuevo, para mover el aire a través del conducto y la habitación.

Simulaciones numéricas

Mallado

En primer lugar se han creado mallas para las siguientes dimensiones de la chimenea solar:

- ancho del canal, d : 10, 20, 30, 40 y 50 centímetros

El tamaño de las aberturas de entrada y salida a la chimenea se ha tomado igual al tamaño del ancho del canal ($H_{in} = H_{out} = d$).

Las mallas se han configurado con dos zonas: una para la chimenea propiamente dicha y otra para la sala. La zona de la chimenea se ha mallado en horizontal de la misma forma que en la aplicación de ventilación (ver tabla 5.4). La medida de la altura de las celdas, sin embargo, se ha tomado de 2 centímetros.

La zona correspondiente a la parte habitable se ha mallado con celdas cuadrangulares de 2 centímetros de lado.

La longitud total de la sala, incluida la chimenea, es de 3 metros, como se puede ver en la ilustración.

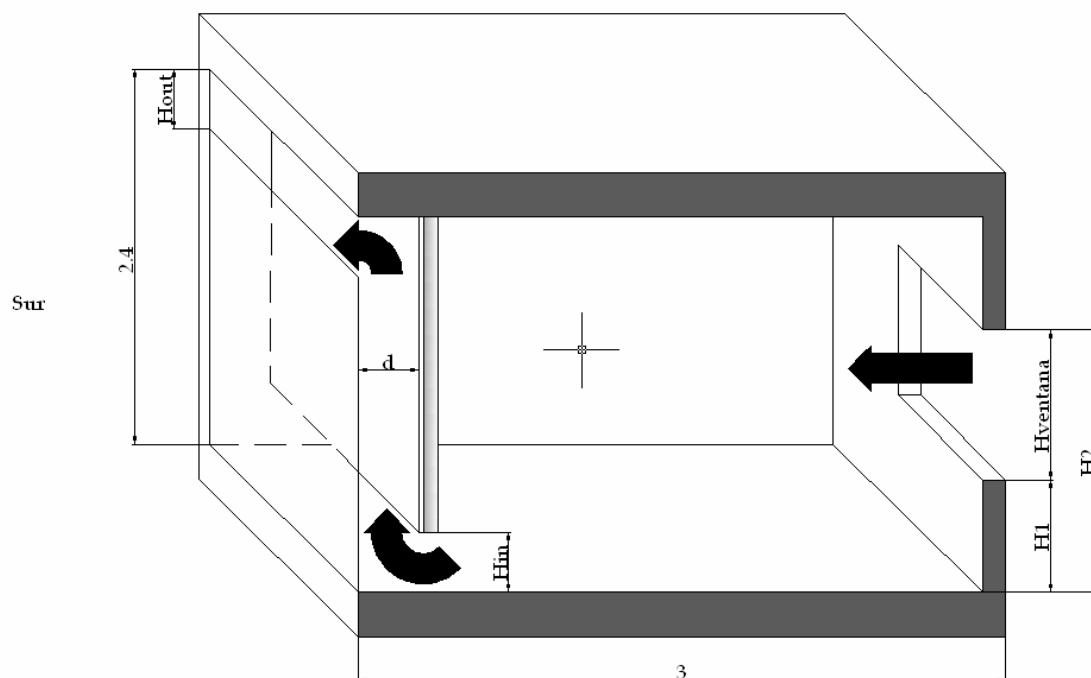


Figura 6. 4: Dimensiones de la sala con chimenea solar

Tras unas primeras simulaciones de tanteo se ha visto que el tamaño de la ventana en la zona norte debe ser del orden de la abertura de la chimenea. Ya que si se hace mucho más grande, se produce parte de flujo saliente en parte de la ventana. Aquí se ha tomado una dimensión de la ventana 10 centímetros mayor que el ancho de la chimenea.

La colocación de la ventana se ha dispuesto de tal modo que la corriente de aire que va desde la ventana hasta la abertura de la chimenea pase por la zona media y baja de la habitación. Esto es así para que el chorro de aire en movimiento incida sobre las personas que puedan estar sentadas realizando alguna actividad.

Se ha intentado que la altura media de la ventana norte esté a unos 1.4 metros desde el suelo. En la siguiente tabla se dan las dimensiones de la ventana para cada uno de los cinco casos.

	d (cm)				
	10	20	30	40	50
H _{ventana} (cm)	20	30	40	50	60
H ₁ (m)	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1
H ₂ (m)	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7

Tabla 6. 1: Altura y posición de la ventana norte

Preproceso

A la hora de realizar las simulaciones se han empleado los parámetros del modelo computacional validado en el capítulo 3. Así que se emplea el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras y el modelo de radiación Discrete Ordinates (S-A+DO). El número de iteraciones de flujo por iteración de radiación se mantiene en 10.

Las condiciones de operación y condiciones de contorno son las mismas que se emplearon para dicho modelo.

Como se ha indicado más arriba, la malla se ha dividido en dos zonas. Las propiedades del aire en cada una de las zonas se han tomado con distintos valores:

- Zona de la chimenea solar: las propiedades del aire se evalúan a una temperatura de 325K. En cuanto a la densidad se sigue aplicando, como siempre, la hipótesis de Boussinesq.

- Zona habitable: las propiedades del aire se evalúan una temperatura de entrada a la habitación de 300K (27°C). Aquí se desprecia la convección natural y se deja de emplear la hipótesis de Bossinesq aplicada a la densidad.

El flujo de calor proveniente de la placa absorbedora varía a lo largo del verano. Se han realizado las simulaciones para la radiación solar existente en el mes de agosto, luego el flujo de calor es:

$$q'' = 284 \frac{W}{m^2}$$

En cuanto a los parámetros de turbulencia, la longitud de escala sigue siendo $l = 0.07d$, con d ancho del canal o altura de la ventana, para la condición de entrada. Para la intensidad de turbulencia se toma un valor del 5%.

La emisividad del vidrio sigue siendo $\varepsilon_v = 0.9$. Mientras que la placa absorbedora va a estar recubierta de una pintura negra con una alta emisividad, $\varepsilon_p = 0.98$ según Incropera [1]. La emisividad de paredes, suelo y techo se ha tomado de 0.8, semejante a la de materiales como la madera y el hormigón.

Postproceso

Se resolvieron las 5 simulaciones y sólo se obtuvo solución convergente en el primer caso, ancho del canal 10 centímetros, tras 2240 iteraciones. En el resto de simulaciones no se alcanzó la solución convergente debido a la función DO-intensity, cuyo criterio de convergencia era un número de residuos menor de 10^{-6} . El resto de funciones sí convergieron.

Se han obtenido valores de residuos prácticamente constantes tras unas 2000 - 3000 iteraciones. En la figura se ilustran los residuos para el caso de 50 centímetros de ancho de canal.

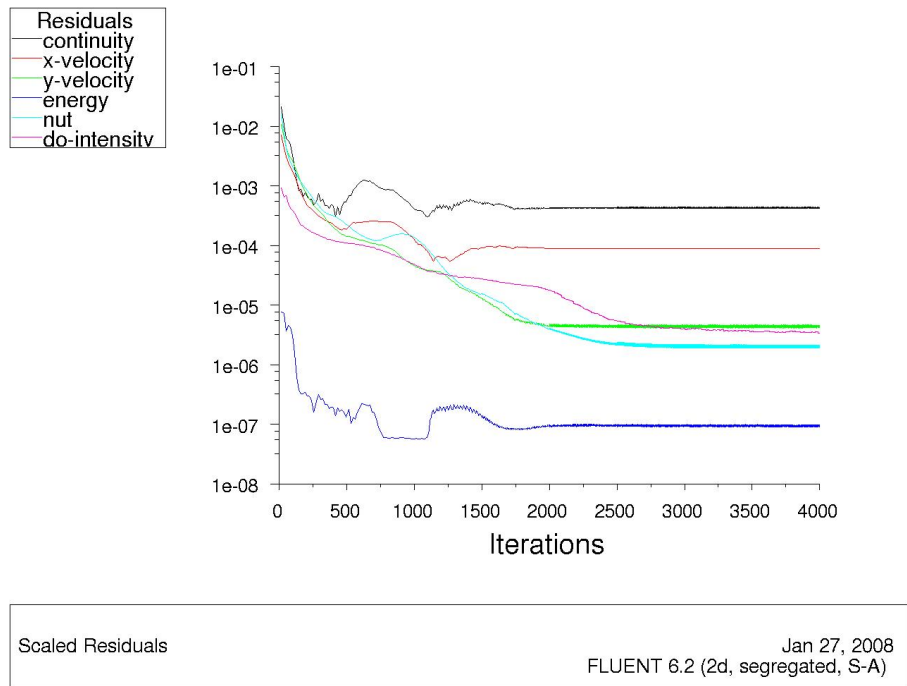


Figura 6. 5: Residuos para el caso $d = 50\text{cm}$

El hecho de no obtener solución convergente en todas las funciones no invalida los resultados de las simulaciones. Simplemente existe un cierto error en la participación del intercambio radiativo. Esto se puede deber a la complejidad que introduce en el modelo de radiación la existencia de varias superficies: vidrio, placa absorbedora, suelo, paredes y techo.

Líneas de corriente y campo de velocidades

A continuación se representan las líneas de corriente y el campo de velocidades para cada uno de los cinco casos.

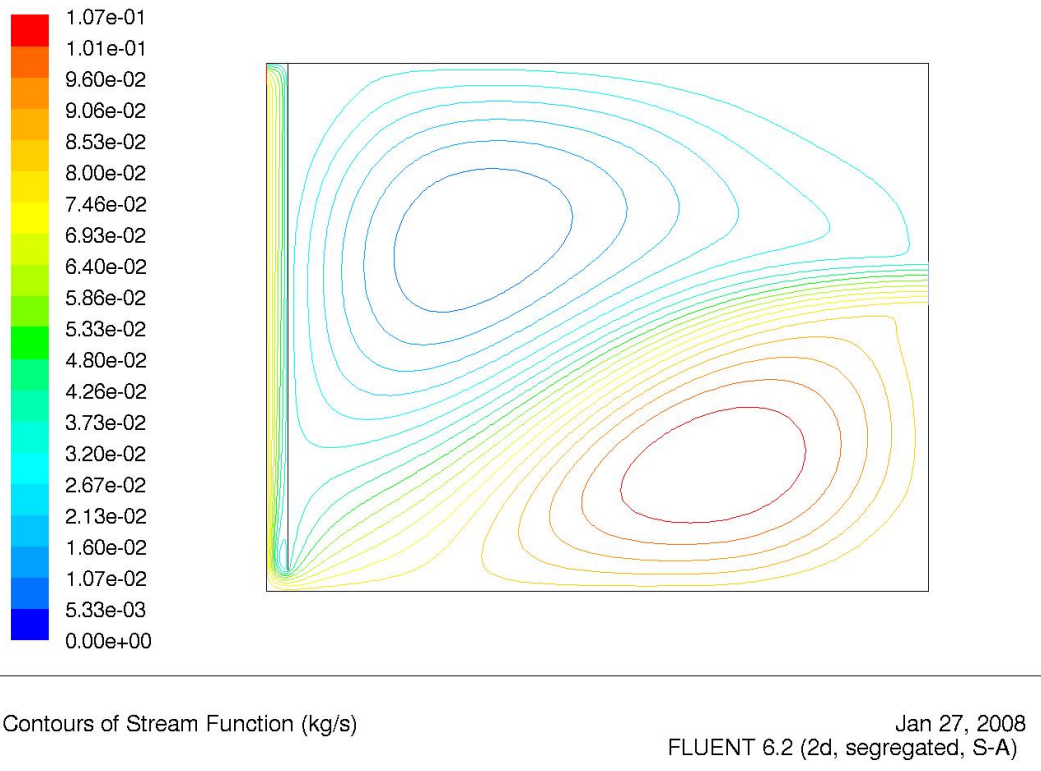


Figura 6. 6: Líneas de corriente para $d = 10\text{cm}$

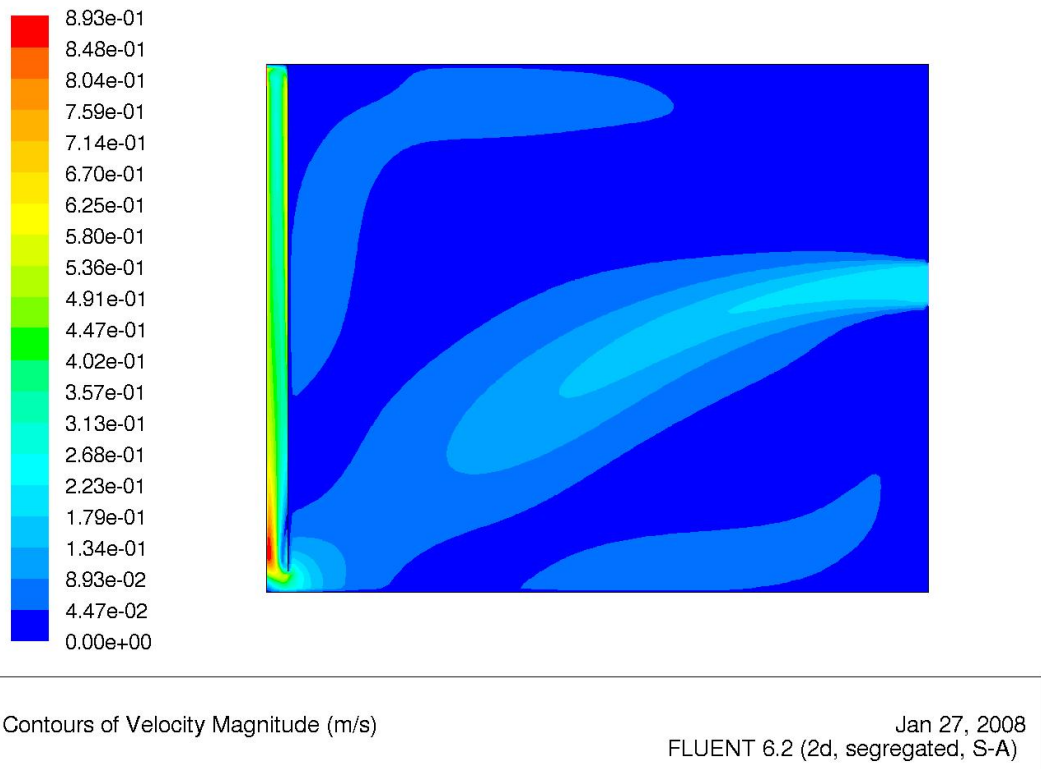


Figura 6. 7: Campo de velocidades para $d = 10\text{cm}$

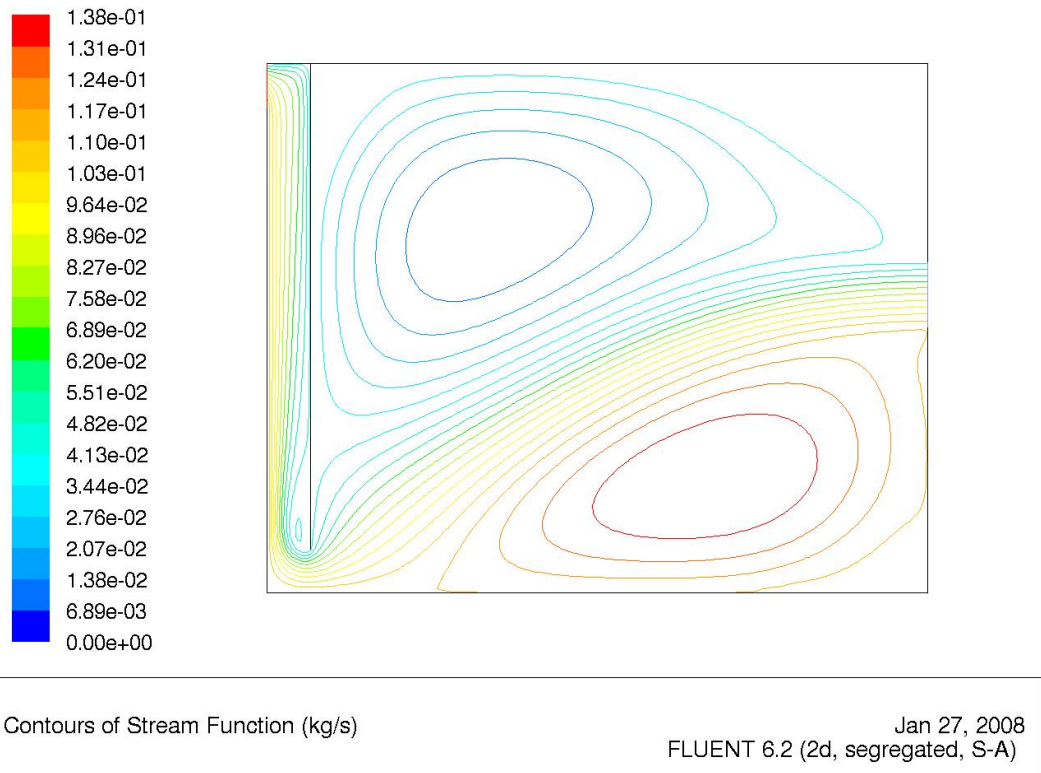


Figura 6. 8: Líneas de corriente para $d = 20\text{cm}$

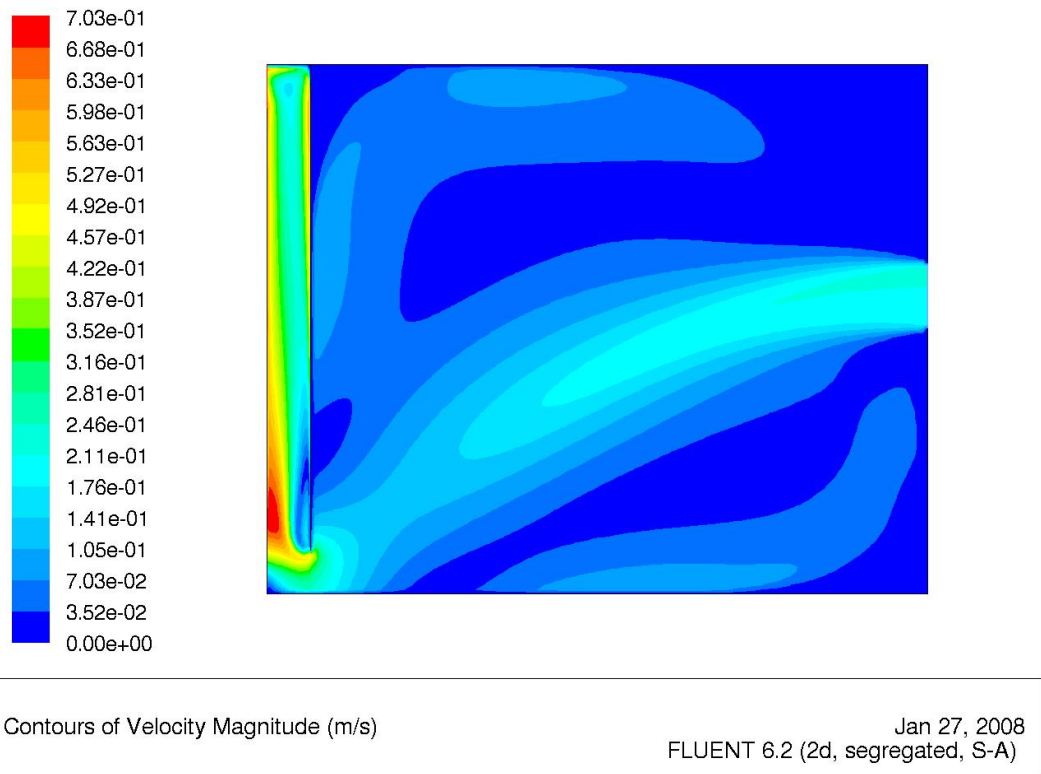


Figura 6. 9: Campo de velocidades para $d = 20\text{cm}$

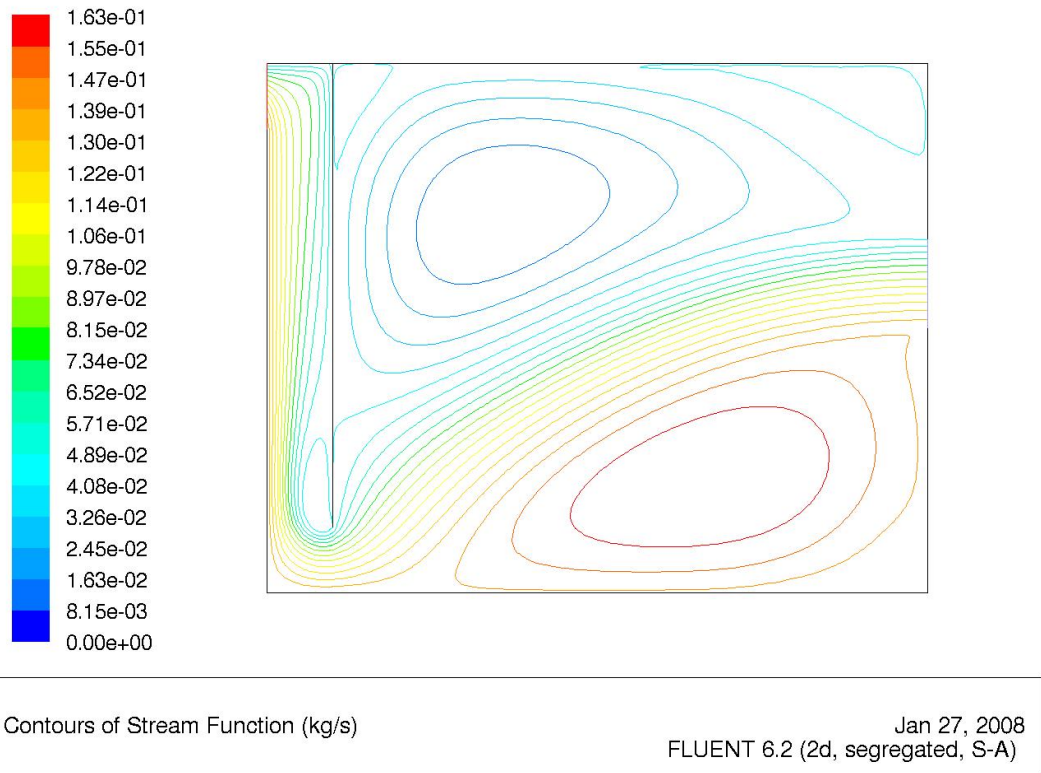


Figura 6. 10: Líneas de corriente para $d = 30\text{cm}$

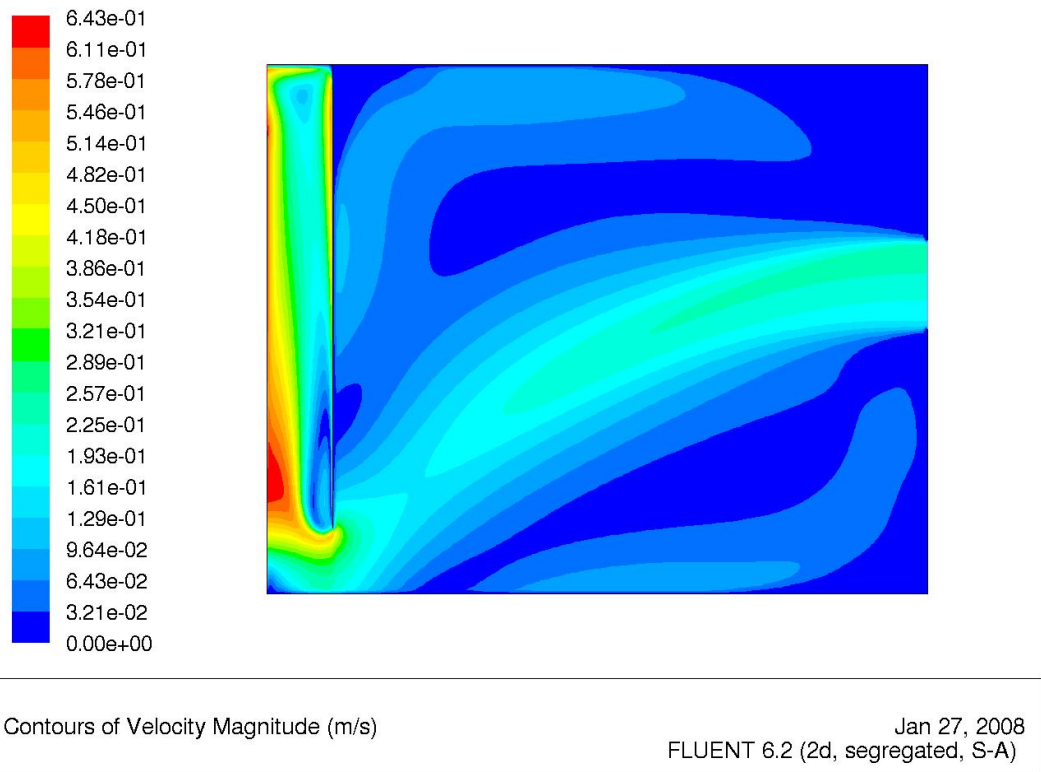
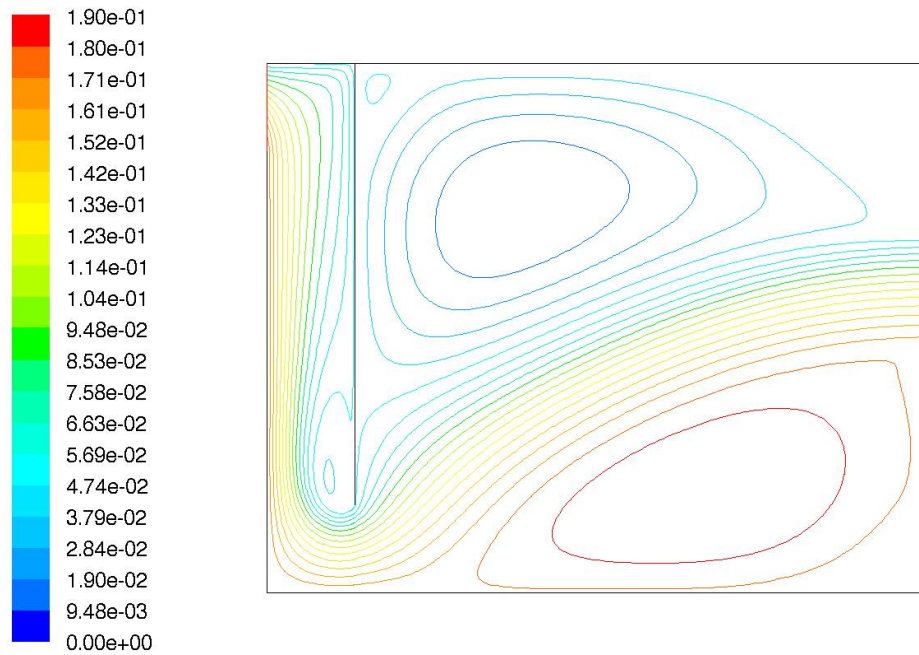


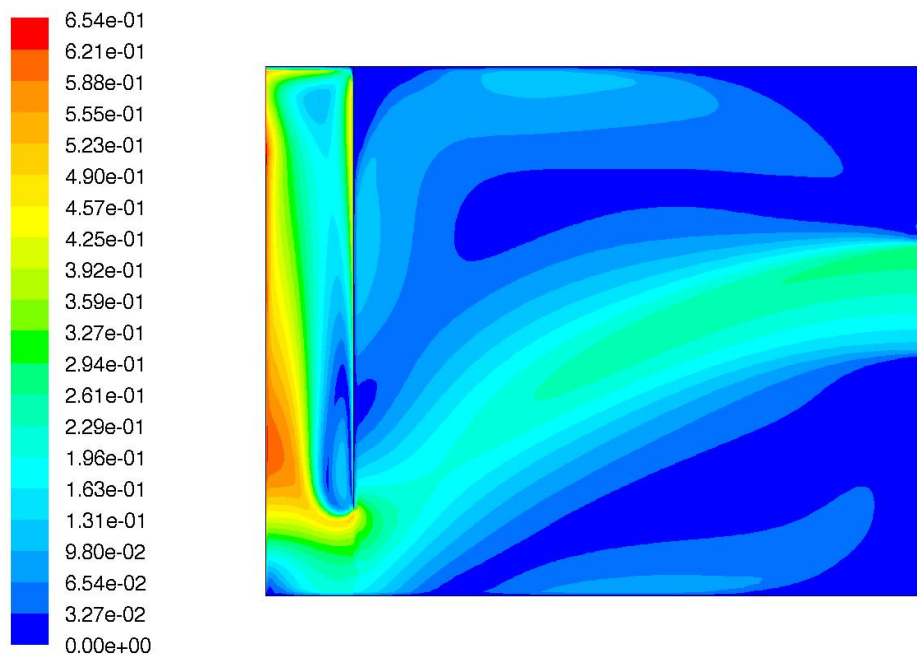
Figura 6. 11: Campo de velocidades para $d = 30\text{cm}$



Contours of Stream Function (kg/s)

Jan 27, 2008
FLUENT 6.2 (2d, segregated, S-A)

Figura 6. 12: Líneas de corriente para $d = 40\text{cm}$



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jan 27, 2008
FLUENT 6.2 (2d, segregated, S-A)

Figura 6. 13: Campo de velocidades para $d = 40\text{cm}$

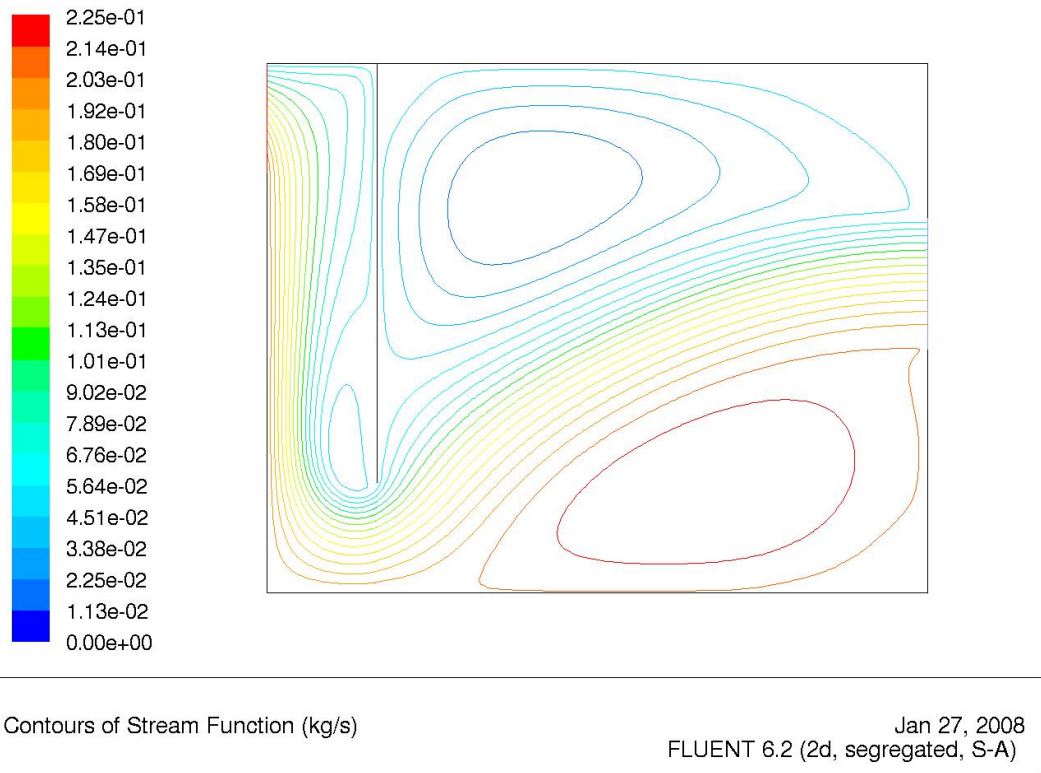


Figura 6. 14: Líneas de corriente para $d = 50\text{cm}$

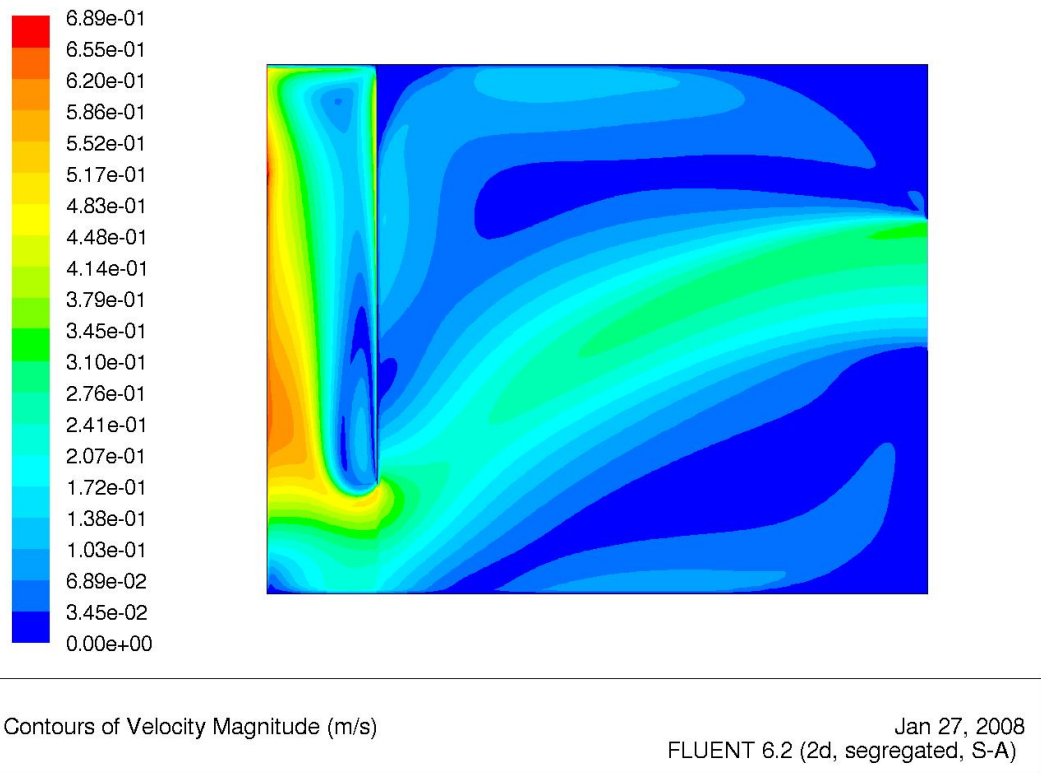


Figura 6. 15: Campo de velocidades para $d = 50\text{cm}$

Las líneas de corriente son líneas tangentes al vector velocidad en cada punto. De las figuras de líneas de corriente se puede destacar la presencia de un flujo casi recto desde la abertura al exterior a la entrada a la chimenea. También se observa la formación de dos remolinos en la esquina superior izquierda y en la inferior derecha. Estos remolinos son menores cuanto mayor es el tamaño de la abertura.

En cuanto al campo de velocidades hay que distinguir entre las dos zonas: chimenea solar y sala habitable. En la chimenea se detectan las mayores velocidades en la entrada y en la capa límite de la superficie acristalada. Sin embargo, estas medidas no son las más importantes.

Las velocidades más importantes a efectos de confort térmico son las que se dan en la zona habitable. Ya sabemos que la temperatura efectiva es un grado centígrado menor por cada 0.2 m/s de velocidad del aire. Para una dimensión del canal de 10 centímetros se tiene una velocidad aproximada de 0.15 m/s, luego la temperatura efectiva no llegaría a bajar 1°C. Con 20 y 30 centímetros de ancho de la cámara ventilada sí se alcanzan los 0.2 metros por segundo.

Las mayores velocidades se alcanzan con la chimenea de 50 centímetros, teniendo velocidades del orden de los 0.3 metros por segundo. Esto supone 1.5°C menos de sensación térmica. Puede considerarse que es demasiado poco para tanto espacio dedicado a la propia chimenea.

Si tenemos en cuenta, además de lo anterior, que estas simulaciones se han realizado para agosto y que en junio y julio la radiación sobre una superficie vertical es menor, queda en entredicho la viabilidad de la chimenea solar como medio para refrigerar un lugar.

Parece más apropiado el empleo de técnicas que complementen a la chimenea solar como el enfriamiento evaporativo y la utilización de la inercia térmica del terreno, de las que se ha hablado más arriba.

Capítulo 7

Aplicación en condiciones de invierno: calefacción

En este capítulo se estudia la chimenea solar para calefacción, prestando especial atención al flujo de calor contenido en el aire caliente que sale de la chimenea. Al final se incluye un ejemplo de dimensionado.

La chimenea solar para calefacción

La chimenea solar puede emplearse como sistema de calefacción si se utiliza el aire calentado en la misma. Podríamos decir que, para esta aplicación, la chimenea solar se comporta como un colector solar de aire colocado verticalmente.

La arquitectura que va a emplear la chimenea solar para calefacción va a ser necesariamente aquella en la que está integrada en la fachada sur del local a calentar. Es decir, la altura de la chimenea va a ser la que hay de suelo a techo, 2,4 metros en la mayoría de las viviendas. Podría ser menor pero el rendimiento que se sacaría de la misma sería también menor.

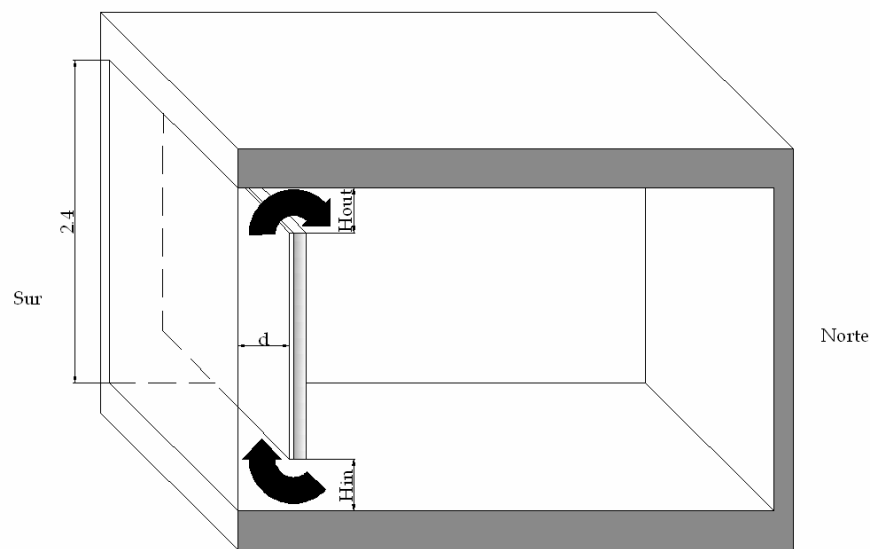


Figura 7. 1: Chimenea solar para calefacción

El funcionamiento consiste en que la chimenea succiona aire frío de la zona baja de la habitación y lo devuelve a la misma por la parte superior, ya calentado por la radiación solar. El movimiento del aire es inducido, de nuevo, por convección natural.

Es importante que la superficie acristalada se tape durante la noche y en días muy nublados; también se pueden cerrar las dos aberturas. La placa absorbedora, al ser metálica y estar pintada de negro (alta emisividad), se enfriaría por radiación hacia el cielo. Como consecuencia se provocaría el movimiento inverso en la chimenea y ésta introduciría aire más frío por la abertura inferior.

El principal problema de este sistema de calefacción, como en la mayoría de los sistemas solares, radica en que no funciona si no se supera un determinado umbral de radiación solar. Para solucionar esto existen varias alternativas:

- Calentar la placa eléctricamente
- Disponer de un sistema auxiliar de calefacción tradicional, como pueden ser los radiadores
- Almacenar el calor de los días soleados para emplearlo en días nublados

La última de las alternativas tiene nombre y se llama muro trombe. En un muro trombe en lugar de una placa absorbedora aislada por la parte posterior, se tiene un muro de hormigón de unos 30 centímetros de espesor.

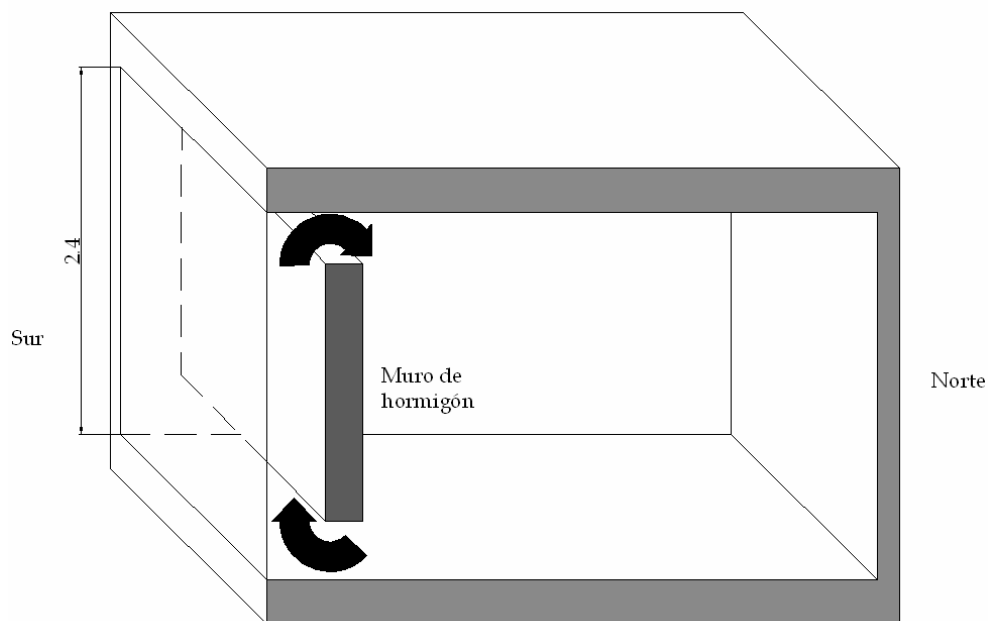


Figura 7. 2: Muro trombe

La característica del muro de hormigón es la de tener una gran inercia térmica, es decir, necesita una gran cantidad de calor para calentarse completamente en todo su espesor. Por tanto el muro trombe se comporta como un almacenador de calor, el cual puede irse desprendiendo en los momentos y los días en los que no hay radiación solar.

Simulaciones numéricas

Mallado

A diferencia de como se hizo en el capítulo anterior, aquí se va a jugar con el tamaño de las aberturas, H_{in} y H_{out} , además de con el ancho del canal, d . Aunque la abertura inferior va a ser siempre igual a la superior ($H_{in} = H_{out} = H$), el ancho del canal ya no va a ser necesariamente igual a la dimensión de aquellas.

En total se han creado 15 mallas para los siguientes 15 casos.

d (cm)	10	20	30	40	50
$H_{in} = H_{out}$ (cm)	10	10 20	10 20 30	10 20 30 40	10 20 30 40 50

Tabla 7. 1: Dimensiones de las aberturas para los distintos anchos de la cámara

De nuevo se han empleado celdas rectangulares de 2 centímetros de altura. En cuanto al tamaño en horizontal se han empleado los mismos parámetros que en los dos capítulos anteriores de cara a una buena resolución de las capas límite.

d (cm)	10	20	30	40	50
Celdas en horizontal	20	40	60	80	100
Grading ratio	1,2	1,2	1,15	1,15	1,1

Tabla 7. 2: Número de celdas en horizontal y grading ratio

Preproceso

A la hora de realizar las simulaciones se han empleado los parámetros del modelo computacional validado en el capítulo 3. Así que se emplea el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras y el modelo de radiación Discrete Ordinates (S-A+DO). El número de iteraciones de flujo por iteración de radiación se cambia a 1, ya que se consigue la convergencia más rápidamente.

El flujo de calor proveniente de la placa absorbidora varía a lo largo del período de calefacción, que puede considerarse que va desde noviembre a marzo. De cara al dimensionado de la

chimenea solar, ésta debe ser válida para todo el período de calefacción. Se toma pues el flujo de calor más desfavorable, es decir, el menor de todos los que se dan en invierno. Como se puede ver en la tabla 4.3, este valor se da en enero y es:

$$q'' = 223 \frac{W}{m^2}$$

La temperatura del aire a la entrada de la chimenea se ha establecido en 290K (17°C). La temperatura de operación en operating conditions también se toma de 290K. Las propiedades del aire se evalúan a la temperatura de 315K.

En cuanto a los parámetros de turbulencia, la longitud de escala sigue siendo $l = 0.07 \cdot H$, con H altura de las aberturas. Para la intensidad de turbulencia se toma un valor moderado del 5%. No se va a demostrar posteriormente que el flujo es turbulento, pues ya se hizo para la aplicación de ventilación.

La emisividad del vidrio sigue siendo $\varepsilon_v = 0.9$. Este mismo valor se toma para suelo y techo. Por su parte, la placa absorbedora va a estar recubierta de una pintura negra con una alta emisividad, $\varepsilon_p = 0.98$.

En Solve > Controls > Solution se activan las ecuaciones de flujo, viscosidad turbulenta, energía y DO. Se mantienen los valores por defecto de Under-Relaxation Factors. Las condiciones de discretización son:

- Body force weighted para pressure
- Second order upwind para: momentum, modified turbulent viscosity, energy y discrete ordinates

Las simulaciones se inicializaron con una velocidad vertical de 0.1 m/s para una convergencia más rápida. Como temperatura de inicialización se coge la de entrada del aire, 290K.

Postproceso

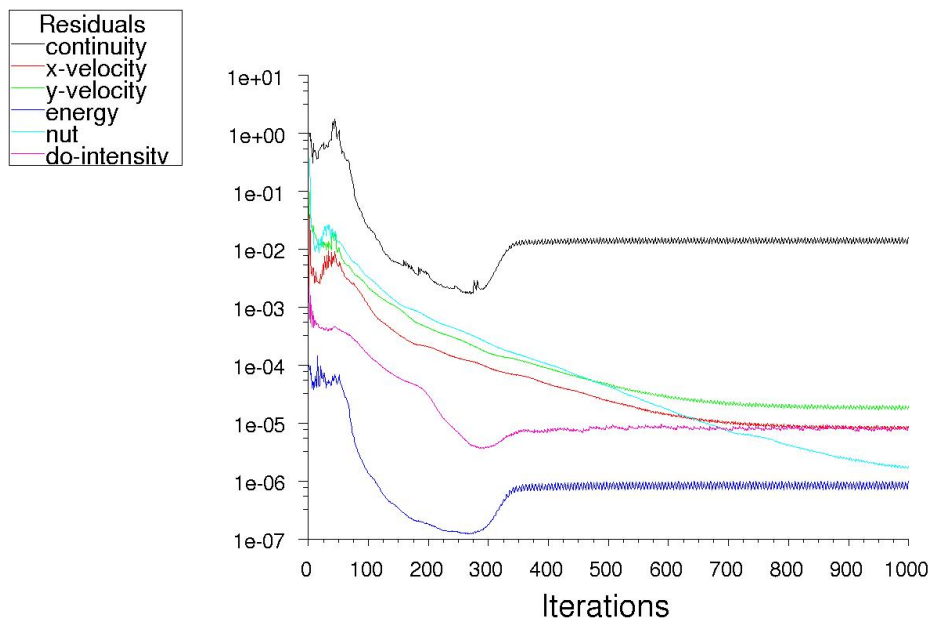
En la siguiente tabla se indica el número de iteraciones realizadas.

		d (cm)				
		10	20	30	40	50
H (cm)	10	144	335	No converge	No converge	No converge
	20		238	No converge	No converge	No converge
	30			No converge	No converge	465
	40				No converge	No converge
	50					No converge

Tabla 7. 3: Número de iteraciones

Los casos para los que está sombreado el recuadro de gris claro indican que existe flujo invertido en parte de la salida. El sombreado gris oscuro en el caso: d = 40cm, H = 20cm; indica que existe flujo invertido tanto en la salida como en la entrada. Las cuatro geometrías en las que se dan estas circunstancias deben ser evitadas en lo posible.

Se observa también que no se llega a la convergencia en la mayoría de los casos, lo cual no invalida los resultados. La razón es que los residuos en las ecuaciones de continuidad e intensidad-DO no alcanzan el valor del criterio de convergencia, 10^{-3} y 10^{-6} respectivamente. Los residuos de la ecuación de continuidad se quedan en 10^{-2} , mientras que los de la intensidad-DO se quedan a veces en 10^{-5} , ya que otras veces sí alcanza 10^{-6} . A título de ejemplo se ilustran los residuos para el caso: d = 50cm, H = 20cm.



Scaled Residuals

Jan 31, 2008
FLUENT 6.2 (2d, segregated, S-A)

Figura 7. 3: Residuos en el caso: $d = 50\text{cm}$, $H = 20\text{cm}$

Flujo de calor

De cara a la aplicación de calefacción el parámetro más importante es el flujo de calor útil contenido en el aire que sale de la chimenea. Este flujo de calor por unidad de longitud se calcula como:

$$q' = \dot{m}' \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (7.1)$$

donde el flujo másico, \dot{m}' , se da en kilogramos por segundo y metro de profundidad (kg/s·m). La diferencia de temperaturas, ΔT , es la que hay entre la salida y la entrada. Como temperaturas en la entrada y la salida se toman los valores medios ponderados por el flujo másico.

En la siguiente tabla se indican los valores de cada una de las magnitudes. El calor específico del aire se toma a una temperatura de 300K, luego $c_p = 1007 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$.

d (cm)	H (cm)	\dot{m}' (kg/s·m)	\bar{T}_{in} (K)	\bar{T}_{out} (K)	ΔT	q' (W/m)
10	10	0,0421	292,2	302,2	10	423,95
20	10	0,0480	291,8	300,8	9	435,02
	20	0,0610	291,3	297,2	5,9	362,42
30	10	0,0475	291,6	300,8	9,2	440,06
	20	0,0616	291,0	297,0	6	372,19
	30	0,0634	290,9	295,9	5	319,22
40	10	0,0465	291,6	301,0	9,4	440,16
	20	0,0149	291,0	300,8	9,8	147,04
	30	0,0635	290,7	295,8	5,1	326,12
	40	0,0566	290,6	294,1	3,5	199,49
50	10	0,0458	291,5	301,1	9,6	442,76
	20	0,0621	290,8	297,0	6,2	387,72
	30	0,0650	290,6	295,6	5	327,28
	40	0,0582	290,5	294,4	3,9	228,57
	50	0,0548	290,4	293,7	3,3	182,11

Tabla 7. 4: Flujo másico, temperaturas y flujo de calor

En la siguiente figura se grafican los flujos de calor para las distintas geometrías. No se tienen en cuenta los casos en los que hay flujo invertido.

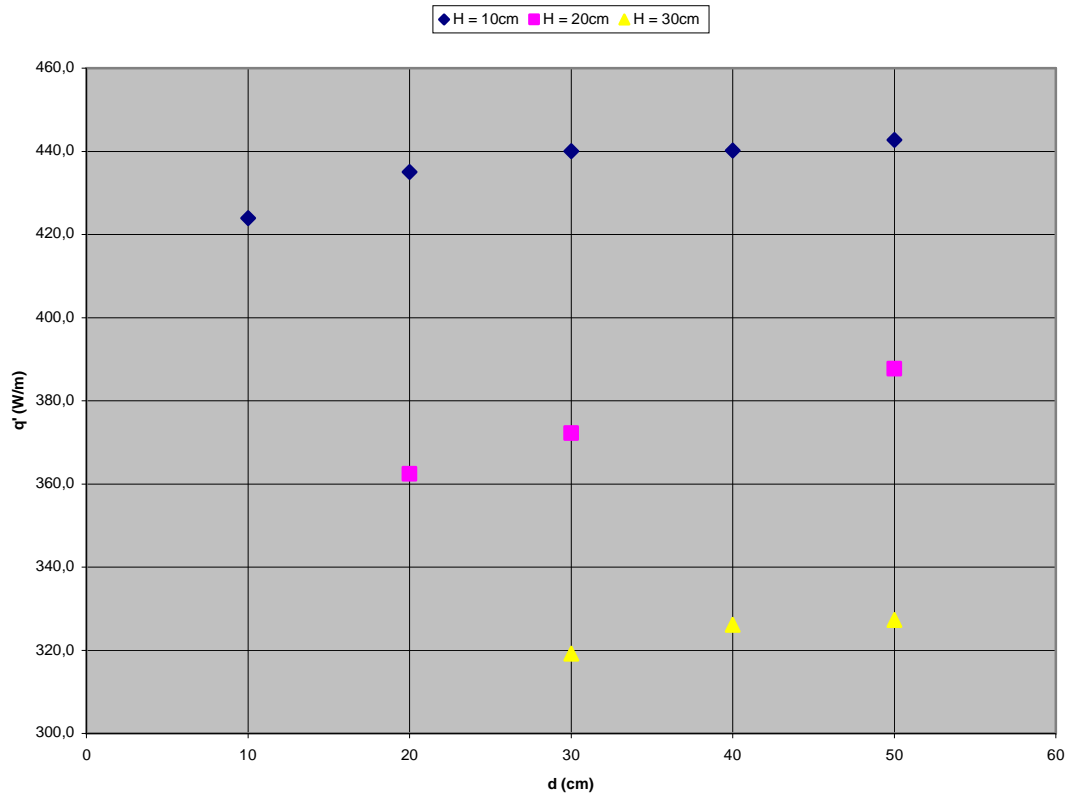


Figura 7. 4: Flujos de calor por unidad de longitud

En primer lugar se observa que a menor tamaño de la abertura, mayor es el flujo de calor. Esto se debe a que cuanto mayor es la rendija, menor es el área de la placa que es, al fin y al cabo, la que calienta el aire que circula por el canal.

En segundo lugar se observa que, a igualdad de tamaño de las aberturas, la potencia térmica es ligeramente mayor cuanto mayor es el ancho del canal. Por ejemplo, este aumento es del 4.5% entre un ancho de 10 y otro de 50 centímetros para una abertura fija de 10 centímetros. Teniendo en cuenta que cuanto mayor es el ancho de la cámara ventilada menor es el espacio habitable, se tenderá a emplear chimeneas solares para calefacción con un ancho del canal pequeño.

Por último podemos hablar del rendimiento de la chimenea solar para calefacción. Éste será el cociente entre el flujo de calor, q' , y la radiación solar incidente en la placa:

$$\eta = \frac{q'}{\tau I \cdot h} \quad (7.2)$$

siendo h la altura de la chimenea, en nuestro caso 2.4 metros. Luego para el mes de enero:

$$\eta = \frac{q'}{223 \cdot 2.4} = \frac{q'}{535.2} \quad (7.3)$$

El rendimiento para cada uno de los casos aparece indicado en la tabla 7.5.

d (cm)	H (cm)	q' (W/m)	η
10	10	423,9	0,792
20	10	435,0	0,813
	20	362,4	0,677
30	10	440,1	0,822
	20	372,2	0,695
	30	319,2	0,596
40	10	440,2	0,822
	20	147,0	0,275
	30	326,1	0,609
	40	199,5	0,373
50	10	442,8	0,827
	20	387,7	0,724
	30	327,3	0,612
	40	228,6	0,427
	50	182,1	0,340

Tabla 7. 5: Flujo másico y rendimiento de la chimenea solar para calefacción

Excepto en los casos en los que hay flujo invertido, el rendimiento que se obtiene es bastante aceptable, girando en torno al 70%. De nuevo, se tienen los mejores rendimientos con aberturas pequeñas de 10 centímetros.

Ejemplo de dimensionado

Supongamos una vivienda de planta cuadrada situada en Madrid (zona climática D3) cuyo suelo y techo lindan con dos viviendas calefactadas. Las fachadas en contacto con el exterior cumplen en el límite el Código Técnico de la Edificación, luego $U_M = 0.66 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Si la longitud de las cuatro fachadas es de 10 metros, la superficie en contacto con el exterior es:

$$S = 4 \cdot 10 \cdot 2.4 = 96 \text{ m}^2$$

Según la norma UNE 100-001 la temperatura en Madrid para un percentil del 97.5% es -3.4°C . Si la temperatura interior de confort es 20°C , se tiene un salto térmico entre interior y exterior de 23.4°C .

Por tanto la carga térmica de calefacción necesaria es:

$$q = U_M \cdot S \cdot \Delta T = 0.66 \cdot 96 \cdot 23.4 = 1483 \text{ W}$$

Empleando la chimenea: $d = 10\text{cm}$, $H = 10\text{cm}$; tenemos una potencia por unidad de longitud $q' = 423.9 \text{ W/m}$. Luego la longitud de la chimenea deberá ser:

$$L = \frac{q}{q'} = \frac{1483}{423.9} = 3.5 \text{ m}$$

Luego con 3.5 metros de chimenea solar en la fachada sur se consigue la potencia térmica necesaria para calefactar la vivienda.

Si se emplea la chimenea: $d = 20\text{cm}$, $H = 10\text{cm}$; de un rendimiento superior. La longitud de la chimenea sale de: 3.4 metros.

Capítulo 8

Conclusiones

“...el hombre debe retornar a la vida en pequeñas comunidades autoadministradas y autosuficientes, los países evolucionados se impondrán el desarrollo cero y procurarán que los pueblos atrasados se desarrollen equilibradamente sin incurrir en sus errores de base. Esto no supondría renunciar a la técnica, sino embridarla, someterla a las necesidades del hombre y no imponerla como meta”

Miguel Delibes ^[9]

En este último capítulo se resumen las conclusiones a las que se ha llegado.

Tras comparar con resultados experimentales se ha llegado a la conclusión de que el modelo computacional que mejor describe el comportamiento termofluidodinámico de las chimeneas solares es el modelo turbulento *Spalart-Allmaras* complementado con un modelo de radiación entre superficies. Aquí hemos empleado el modelo de radiación *Discrete Ordinates*, aunque el modelo *Surface to Surface* hubiera sido también válido, eso sí, con un coste computacional mayor.

Se ha comprobado la aplicabilidad de las chimeneas solares para ventilación y calefacción de recintos. No se puede decir lo mismo de la refrigeración, cuya utilidad ha quedado cuestionada, aunque puede complementarse con otras técnicas como el enfriamiento evaporativo o el empleo de la inercia térmica del terreno.

De cara a la ventilación de espacios, se ha visto que a mayor altura de la chimenea mayor es el caudal másico de aire que se extrae. Sin embargo, un mayor ancho del canal no implica necesariamente un mayor caudal. Existe para cada altura un ancho del canal para el cual el flujo másico es máximo.

En calefacción, donde la altura de la chimenea está fijada por la distancia suelo – techo, se obtiene mayor flujo de calor cuanto menor es la altura de la abertura. Para un tamaño de los orificios dado se observa un ligerísimo aumento de la potencia térmica que despide la chimenea con el aumento el ancho del canal. Puesto que una ligera mayor potencia térmica implica una reducción del espacio habitable, se tenderá hacia anchos de canal pequeños de hasta unos 20 centímetros.

El pero que se le puede poner a la chimenea solar es que, al tratarse de un sistema solar directo, sólo es útil cuando existe radiación solar. Los sistemas retardados como el muro trombe o los muros de agua tienden a paliar este inconveniente.

Como punto final se puede decir que la chimenea solar es un sistema de calefacción y ventilación no contaminante puesto que no emite CO₂ ni otra clase de partículas fruto de la combustión. La fuente de energía que emplea es gratuita e inagotable, luego la chimenea solar es un sistema accesible a cualquier persona en cualquier parte de la Tierra.

Bibliografía

- [1] INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. *Fundamentos de transferencia de calor*. 4ª edición. México: Prentice Hall, 1999.
- [2] DUFFIE, John A.; BECKMAN William A. *Solar engineering of thermal processes*. 3rd edition. Hoboken (New Jersey): John Wiley & Sons, 2006.
- [3] CHEN, Z. D.; BANDOPADHAYAY, P.; HALLDORSSON, J.;BYRJALSEN, C.; HEISELBERG, P.; LI, Y. "An experimental investigation of solar chimney model with uniform wall heat flux". *Building and environment*. 2003, vol 38, p. 893-906.
- [4] *Fluent 5 user's guide*. Lebanon: Fluent Incorporated, 1998.
- [5] SIEGEL, Robert; HOWELL, John R. *Thermal radiation heat transfer*. 3rd edition. Washington: Hemisphere, 1992.
- [6] NEILA, Francisco Javier; BEDOYA, César. *Técnicas arquitectónicas y constructivas de acondicionamiento ambiental*. 2ª edición. Madrid: Munilla-Lería, 2001.
- [7] CENSOLAR. *Instalaciones de energía solar: curso programado*. 3ª edición. Sevilla: Promotora General de Estudios, 2003.
- [8] *Código Técnico de la Edificación*. Madrid: 2006.
- [9] DELIBES, Miguel. *Un mundo que agoniza*. Barcelona: Plaza & Janes, 1979.